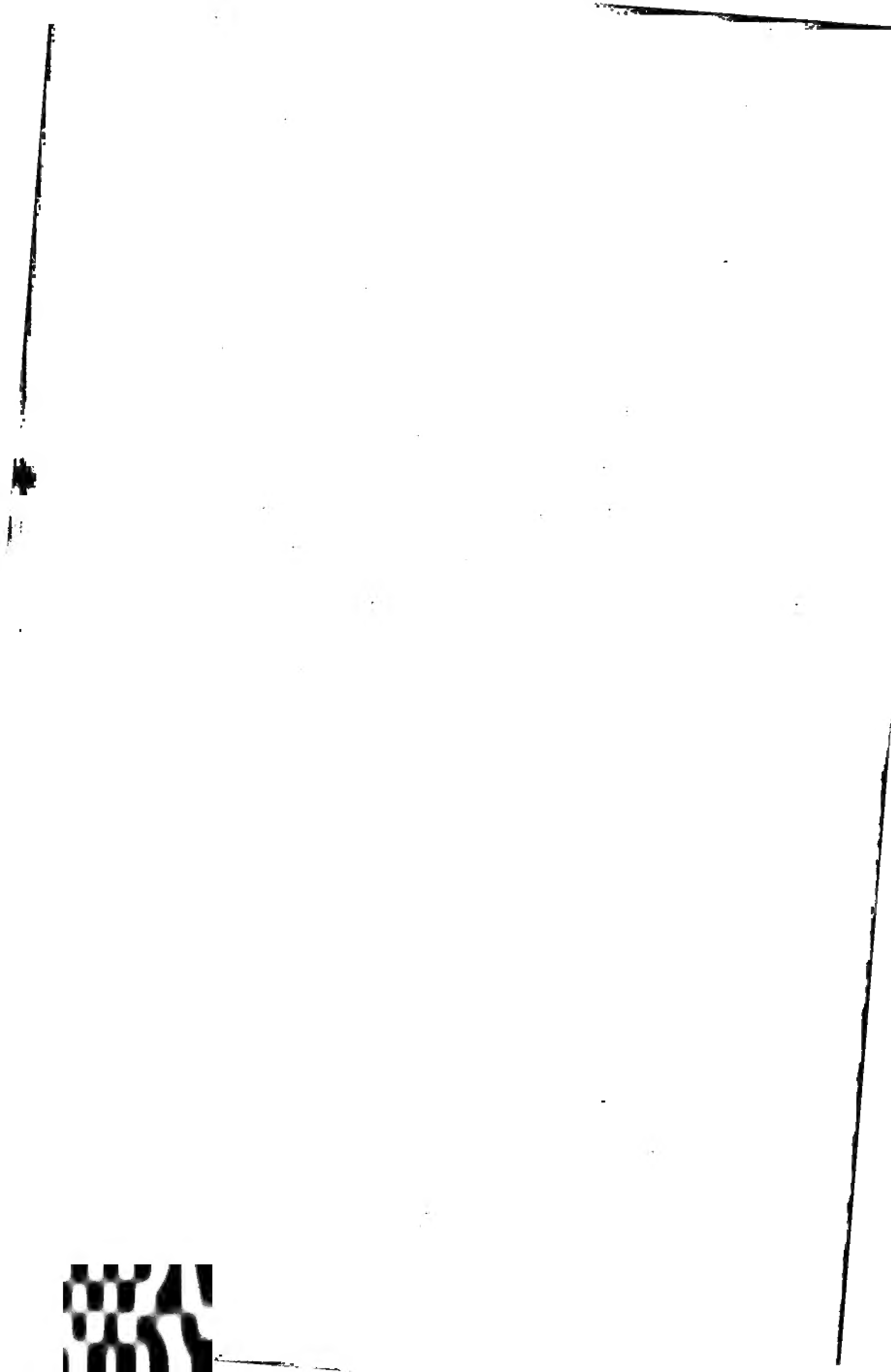


COURS

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE AUX MACHINES



COURS

DE

MÉCANIQUE APPLIQUÉE AUX MACHINES

PROFESSÉ

A L'ÉCOLE SPÉCIALE DU GÉNIE CIVIL DE GAND

PAR

J. BOULVIN

INGÉNIEUR HONORAIRE DES PONTS ET CHAUSSÉES
ANCIEN ÉLÈVE DE L'ÉCOLE D'APPLICATION DU GÉNIE MARITIME DE FRANCE
DIRECTEUR DES CONSTRUCTIONS MARITIMES DE L'ÉTAT BELGE

OUVRAGE COURONNÉ PAR L'ACADÉMIE DES SCIENCES DE PARIS

5ᵉ FASCICULE
(3ᵉ ÉDITION)

ÉTUDE ORGANIQUE DES MACHINES A VAPEUR

Y COMPRIS LES TURBINES

avec 12 planches et 456 figures dans le texte

PARIS
LIBRAIRIE DES SCIENCES ET DE L'INDUSTRIE
L. GEISLER, IMPRIMEUR-ÉDITEUR
1, rue de Médicis, 1

1912

AVANT-PROPOS

Ce volume comprend l'étude organique du récepteur à vapeur envisagé comme moteur d'usine, en faisant abstraction de ses destinations spéciales; cette étude est faite en partant des indications et des principes fournis par la théorie thermique (3e fascicule), de sorte que l'analyse de la machine à vapeur, considérée à la fois sous le rapport calorifique et au point de vue de sa constitution, est contenue dans les fascicules 3 à 5, y compris la génération de la vapeur, et dans le premier fascicule, où sont traitées les questions de volant, de régularité et de mesure expérimentale de la puissance.

Le problème de l'équilibrage des forces d'inertie, qui est surtout important pour les machines mobiles, est complété en ce qui concerne les locomotives et les machines marines dans les deux parties du fascicule 6.

La présente édition suivant de très près la précédente, les seules additions faites à l'étude de la machine à piston sont la description de la machine compound à simple effet des anciens ateliers Van den Kerchove, des machines équicourant et de celles qui s'y rattachent.

Mais, par suite de l'évolution rapide de la turbine, nous avons dû tenir à jour la description de ses types les plus importants. Citons notamment les systèmes actuels Curtis et Curtis-Rateau de l'A. E. G., Zoelly et Bergmann-Rateau, Brown-Boveri-Parsons. Les questions d'ordre général, telles que la détermination de la vitesse critique des arbres et la condensation, ont aussi été complétées.

La théorie générale des turbines à vapeur est exposée dans le 3e fascicule, mais l'application des principes au calcul des divers types ne pouvait être faite d'une manière complète qu'après leur description

organique ; c'est ce que nous avons fait à la fin du présent volume, en traitant trois avant-projets, dans lesquels nous avons cherché à serrer d'aussi près que possible la réalité. C'est cependant au point de vue de la méthode que sont faites surtout ces applications, et on ne devra pas attacher trop d'importance aux valeurs numériques de rendement qui ont été choisies comme point de départ ; rien n'est plus facile que de les modifier au fur et à mesure que des expériences nouvelles viennent les préciser.

MACHINES A VAPEUR

PRÉLIMINAIRES

1. — Les machines à vapeur sont les moteurs thermiques dans lesquels une vapeur, généralement la vapeur d'eau, est le fluide qui subit les transformations du cycle ; l'étude calorifique de ces machines est faite dans le 3e fascicule du présent ouvrage, mais, à raison de son importance, l'étude organique a dû en être détachée pour recevoir le développement qu'elle comporte.

La vapeur opère suivant deux modes connus ; dans l'un de ceux-ci, l'énergie s'exerce par pression sur un piston mobile, ou, d'une manière plus générale, sur les parois extensibles d'une enveloppe qui contient le fluide ; les pièces rattachées au piston ne sont que des organes de transmission, dont l'étude rentre dans celle des mécanismes. Dans le second procédé, l'énergie se dépense sur le fluide lui-même, auquel elle s'incorpore sous forme de force vive sensible ; celle-ci est utilisée par réaction.

2. — *Notice historique* (1). Si on fait abstraction de la machine à réaction de *Héron* (200 ans avant notre ère), qui se présente comme une invention isolée, et des découvertes de *Salomon de Caus* (1615),

(1) Pour l'histoire de la machine à vapeur, consulter : la notice d'*Arago* (1829), l'ouvrage de FAREY (*A Treatise on the Steam Engine*, 1827) et celui de TREDGOLD (*The Steam Engine*, 1838). Parmi les ouvrages modernes, nous signalerons l'*Histoire de la Machine à vapeur*, par R.-H. THURSTON, traduction de *J. Hirsch* ; l'introduction historique de RUEHLMANN (*Allgemeine Maschinenlehre*, t. 1er, p. 488 à 531) ; l'ouvrage de F. REULEAUX, intitulé : *Kurzgefasste Geschichte der Dampfmaschine* (*Brunswick, Vieweg*), qui s'étend jusqu'à nos jours, et celui de MATSCHOSS (*Geschichte der Dampfmaschine*, 1901).

du *marquis de Worcester* (165[illegible]) et le *Thomas Savery* (1698), dans lesquelles la pression de la vapeur était directement employée à élever l'eau au préalable aspirée dans un réservoir par la condensation, le principe de la machine à vapeur moderne se trouve pour la première fois dans un appareil décrit par *Denis Papin* en 1690, et qui probablement n'a jamais été réalisé : l'idée en était inspirée par la machine à poudre de *Huyghens*.

Denis Papin. — Dans la machine proposée par Papin, la vapeur, admise à la pression atmosphérique sous un piston, était condensée par refroidissement extérieur du cylindre : la période de condensation était donc la seule phase motrice de cet appareil à simple effet : Papin abandonna ensuite son idée pour se tourner vers les pompes de Savery, qui commençaient à fonctionner industriellement.

Newcomen. — Thomas Newcomen réalisa en 1705, de concert avec *Cawley*, la première machine industrielle à piston, qui fut immédiatement employée pour l'épuisement des mines. Les dispositions en sont trop connues pour qu'il soit utile de les rappeler ici ; au début, le cylindre était refroidi par une aspersion d'eau extérieure, le piston était rendu aussi étanche que possible par une garniture de chanvre ou de cuir sur laquelle on maintenait une légère couche d'eau pour préserver le joint.

On prétend qu'une fuite accidentelle de cette garniture, en déterminant d'une manière inattendue une injection d'eau froide dans le cylindre, occasionna la découverte de la condensation par mélange. Deux manœuvres étaient nécessaires, celle du robinet d'admission de la vapeur, au commencement de la course ascendante du piston, et celle du robinet d'injection, au commencement de la course descendante. Ces mouvements, produits d'abord à la main, furent rendus automatiques, en 1713, par un jeune machiniste nommé *Humphrey Potter* ; *Beighton* imagina peu de temps après le premier *jeu de tiges* rudimentaire d'où est sortie la distribution compliquée des machines d'exhaure, telles qu'elles ont été employées pendant plus d'un siècle. Le dispositif de Beighton a donné aux machines de Newcomen leurs caractères définitifs ; les machines de ce système, que construisit plus tard *Smeaton*, avaient jusqu'à 6 pieds de diamètre, et 9 1/2 pieds de course.

On doit à Smeaton les premiers calculs élémentaires qui aient été faits sur les machines à feu, et aussi, pensons nous, l'emploi de la cataracte.

Ces premières machines anglaises se répandirent sur le continent, en France, et jusqu'en Hongrie ; elles y conservèrent longtemps la vogue sous leur forme primitive, même après les perfectionnements importants que Watt y eut apportés à la fin du siècle dernier (1).

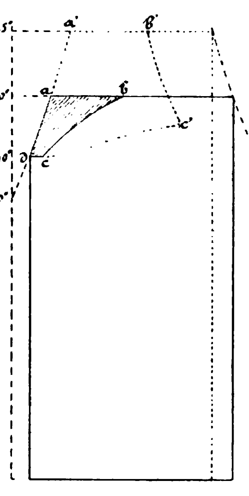


Fig. 1.

La machine à vapeur s'est donc présentée d'abord invariablement liée à un jeu de pompes, et a servi à produire un mouvement alternatif ; elle a été appliquée aux souffleries des hauts fourneaux vers 1784. L'idée de la transformation du mouvement rectiligne en mouvement de rotation était si peu dans l'esprit des mécaniciens du temps, que Smeaton, pour obtenir le mouvement de rotation nécessaire aux moulins, proposait d'employer l'eau élevée par une machine de Newcomen à actionner une roue hydraulique à augets ; les premières machines de rotation ne datent que du temps de Watt.

(1) Une machine de Newcomen existe encore à Ashton-under-Lyne, non loin de Oldham, à l'état de ruine; elle a été arrêtée depuis environ 70 ans; une photographie en a été reproduite par *Engineering* (1894, *2e sem.*, p. 448).

La première machine importée en France est sans doute celle de Fresne, près de Condé, soigneusement décrite par Bélidor (*Architecture hydraulique*, 1782) ; d'après Perronet, une machine à feu fut établie à Saint-Ghislain (Hainaut) avant 1785. Des machines de Newcomen, avec leur jeu de fers primitif et l'injection dans le cylindre, ont été établies en Belgique vers 1820 ; l'une d'elles, démontée aujourd'hui, fonctionnait encore à Chapelle-lez-Herlaimont, sur un puits de la Société de Mariemont et Bascoup, il y a environ vingt ans.

Les premières machines importées d'Angleterre en Amérique pour l'épuisement des mines ont été établies en 1753 ; elles ont pénétré dans les Pays-Bas en 1777 pour être employées à des opérations d'assèchement.

Le seul spécimen de ces machines encore en fonctionnement est probablement celui que signale *M. Bryan Donkin (Engineering*, 1895, *2e sem.*, 505. *Notes on an Old Newcomen Engine near Bristol)* ; le cylindre a 5 1/2 pieds de diamètre et 6 pieds de course, il est alimenté par de la vapeur à 2 1/2 livres ; la garniture de piston est en vieilles cordes. Cette machine a été établie en 1750, on trouvera quelques détails sur son fonctionnement dans le même recueil (1898-2-353).

Une étude complète de la machine de Newcomen due à Henry Davey a été publiée en 1903 *(Proceedings of M. E.)*, et a été reproduite dans *Engineering, même année, 2e sem.*

Au point de vue économique, le cycle de la machine de Newcomen est imparfait sous deux rapports : il utilise sans détente la vapeur à une pression voisine de la pression atmosphérique, donc à faible température; de plus, il est fortement affecté par un effet de paroi que l'injection dans le cylindre même et la lenteur de marche (8 à 10 coups par minute) contribuent à augmenter. Dans la figure 1 se trouve représenté en *a b c d* le diagramme thermique probable d'une machine établie par Smeaton, consommant 1136 livres de charbon à l'heure pour une puissance de 108 chevaux. Le cheval de Smeaton n'était que de 22680 livres-pieds par minute, le cheval actuel ou de Watt correspond à 33000 de ces unités. La consommation ci-dessus équivaut donc à 7 kilogrammes de charbon par cheval actuel, et nous avons admis, pour établir le diagramme, que la chaudière ne produisait que 6 kilogrammes de vapeur par kilogramme de houille; sur la même figure se trouve représenté en *a'b'c'cd* le diagramme thermique d'une machine monocylindrique moderne.

Watt (1769). — A partir de 1769 jusqu'en 1815, l'histoire de la machine à vapeur est à peu près entièrement contenue dans les patentes successives de James Watt [1] qui s'associa à cette époque avec Boulton, déjà établi à Soho près de Birmingham.

La première patente de Watt énonce le principe que le cylindre doit être maintenu aussi chaud que la vapeur qui y entre, et marque l'emploi de l'enveloppe de vapeur entourée de revêtements calorifuges pour atteindre ce résultat; en outre, la vapeur est condensée dans un récipient séparé, maintenu aussi froid que possible, et d'où l'air est extrait au moyen d'une pompe. Cette spécification n'est accompagnée d'aucun dessin, mais les documents conservés établissent que Watt avait surtout en vue le condenseur à surface, auquel *Cartwright* revint quelques années plus tard ; les machines de Watt se montrent cependant pourvues du condenseur à injection. La même spécification indique aussi

(1) Voir, outre les ouvrages déjà cités: *Engineering*, 1879, 1er sem., p. 101. *The Heslop Engine, a Chapter in the History of the Steam Engine*, 1883, 2e sem., p. 495. *The Inventions of Watt and his Models preserved at Handsworth and South Kensington*; 1881, 2e sem., p. 476, ancienne machine de Trevithick datant de 1804, conservée à Crewe, par M. Webb ; 1887, 1er sem., p. 205, vieilles pompes à la houillère Denby, près de Derby.

l'emploi possible de la vapeur à haute pression sans condensation, et décrit une machine rotative qui n'a jamais été réalisée.

Les machines construites d'après cette première patente étaient à cylindre ouvert, comme celle de Newcomen; mais en 1774, Watt ferma ce récipient au moyen d'un couvercle, avec bourrage pour la tige de piston, et adopta un autre mode de fonctionnement comportant, pendant la course descendante ou motrice, l'admission sur la face supérieure et la condensation sur la face inférieure du piston ; pendant la course ascendante, la vapeur se transvase de la face supérieure à la face inférieure au moyen d'une soupape dite d'équilibre (7e fascicule, n° 67).

Le grand avantage de cette disposition était d'empêcher les rentrées d'air autour du piston, un bourrage étant beaucoup plus facile à maintenir étanche que les garnitures en chanvre se mouvant dans un cylindre non alésé [1]. Récemment, on a reconnu à cette disposition un autre avantage économique, c'est que la condensation initiale, au lieu de se produire pendant l'introduction au détriment de la vapeur admise, est retardée jusqu'au moment du transvasement, et qu'elle est alors comparable à une condensation anticipée.

Les efforts de Watt se sont ensuite portés sur les procédés à employer pour transformer le mouvement alternatif en mouvement de rotation ; l'emploi de la manivelle lui était interdit par les brevets antérieurs de *Stewart*, *Washborough*, *Pickard*, *Steed*; parmi les systèmes imaginés pour remplacer cet organe si simple, le seul qui ait été appliqué est celui des roues planétaires, et la première machine employée à la filature du coton a été montée à Manchester en 1782 ; les machines étaient toujours à simple effet, et pour régulariser le mouvement de rotation, un fort contrepoids était appliqué au balancier.

Une nouvelle patente, datant de 1782, est relative à la machine à double effet, qui rend désormais le contrepoids inutile, et diminue l'encombrement. En même temps que le moteur à vapeur était employé pour actionner les usines, se posait la question de régularisation ; Watt avait, dans ce but, adopté le régulateur à boules agissant sur une valve

(1) La barre d'alésage employée dans nos ateliers n'a été imaginée qu'en 1799, par *Murdoch*.

dès l'année 1781. La machine à double effet rendait nécessaire une liaison rigide entre le piston et le balancier, c'est à cette occasion que fut réalisé le mécanisme encore classique connu sous le nom de parallélogramme de Watt.

La spécification de 1782 indique aussi l'emploi de la détente, elle est accompagnée d'une figure sur laquelle se trouve représentée par une hyberbole équilatère la loi d'expansion de la vapeur ; cette épure ne diffère pas de celles que l'on trace encore aujourd'hui dans le même but.

La variation de l'effort moteur pendant la course préoccupait Watt, qui imagina plusieurs dispositifs destinés à commander une résistance constante; l'un d'eux consistait en un changement automatique des bras de levier du balancier (7e fascicule, n° 75); le grand inventeur finit par s'en rapporter bientôt à l'inertie du volant ou des masses qui en tiennent lieu pour obtenir cet effet de régularisation.

On peut encore signaler, parmi les inventions de Watt se rattachant à la machine à vapeur: une machine rotative plus pratique que celle qu'il avait d'abord imaginée, le compteur de tours automatique, l'indicateur (1814) que perfectionna plus tard *Mac-Naught* par l'application d'un tambour portant le papier, le principe de la détente successive dans deux cylindres, breveté aussi en faveur de *Hornblower* en 1781, et repris en 1804 par Woolf; la locomotive routière, imaginée en 1784, avait été devancée en France par le fardier à vapeur de *Cugnot* (1769).

L'organe de distribution des machines de Watt était la soupape simple, non équilibrée, mise en mouvement par une poutrelle de distribution attaquée par le balancier ; la soupape à double siège, dont l'usage s'est continué, est due à Hornblower. Le tiroir à coquille a été imaginé par *Murray* en 1799 ; Watt et Boulton ont appliqué plus tard à leurs machines à rotation le tiroir creux ou tiroir en **D** de *Murdoch,* manœuvré par un excentrique dépendant de l'arbre.

A partir de ce moment, la machine à vapeur fixe se transforme par de nombreux perfectionnements de détail, parmi lesquels les faits les plus saillants sont : l'augmentation graduelle de la pression d'admission et de la vitesse, la détente variable automatiquement par le régulateur, les distributions à déclenchement, la détente dans deux ou plu-

sieurs cylindres successifs, l'emploi de la vapeur surchauffée, les moteurs spéciaux à très grande vitesse.

En même temps, les applications se multiplient, les machines marines et les locomotives constituent des types qui se développent parallèlement au moteur d'usine (6e fascicule), et réagissent parfois sur lui.

Enfin, la dernière période est marquée par l'invention et les progrès rapides de la machine à vapeur à réaction, ou turbine (3e fascicule), qui a bénéficié de l'ensemble des connaissances théoriques acquises par l'étude du moteur à piston et qui lui a emprunté, en les modifiant, certains de ses organes, tels que le régulateur et le condenseur.

PREMIÈRE PARTIE

MACHINES A PISTON

CHAPITRE PREMIER

Dispositions d'ensemble.

§ I

Machines lentes.

3. — *Machines à balancier.* — Envisagées comme moteurs d'usines, elles ne présentent plus guère qu'un intérêt historique ; un grand nombre restent néanmoins encore en fonctionnement, et on continue à les employer, de moins en moins souvent, il est vrai, pour actionner des pompes, des souffleries, etc., qui s'accommodent de vitesses de rotation modérées [1].

Le bâti généralement adopté se composait d'un entablement en forme de cadre, soutenu par des colonnes ou par des supports triangulaires ; Corliss a employé un bâti conçu d'après d'autres principes, et disposé de manière à ce que les efforts développés pendant le fonction-

(1) Les dernières grandes machines à balancier du système Woolf ont été établies à Gand vers 1870 ; un type plus récent, dû à Corliss et remarqué à l'Exposition de Philadelphie, a été reproduit plusieurs fois en Belgique par la maison *Van den Kerchove*, depuis l'année 1876. Le moteur principal de la filature de lin « *La Lys* » est une machine jumelle à balancier de ce système.

Les constructeurs de Rouen restaient encore attachés à la machine à balancier en 1878, mais elle a complètement disparu aujourd'hui ; les grandes vitesses de rotation sont incompatibles avec l'inertie de la transmission par balancier.

nement soient, autant que possible, équilibrés par des compressions ou des tractions directes des pièces fixes. Deux charpentes parallèles en forme d'**A** (fig. 2), sont appuyées sur le soubassement du cylindre par l'une de leurs branches, tandis que l'autre est intimement liée au palier de l'arbre moteur ; le pivot du balancier est monté, au sommet,

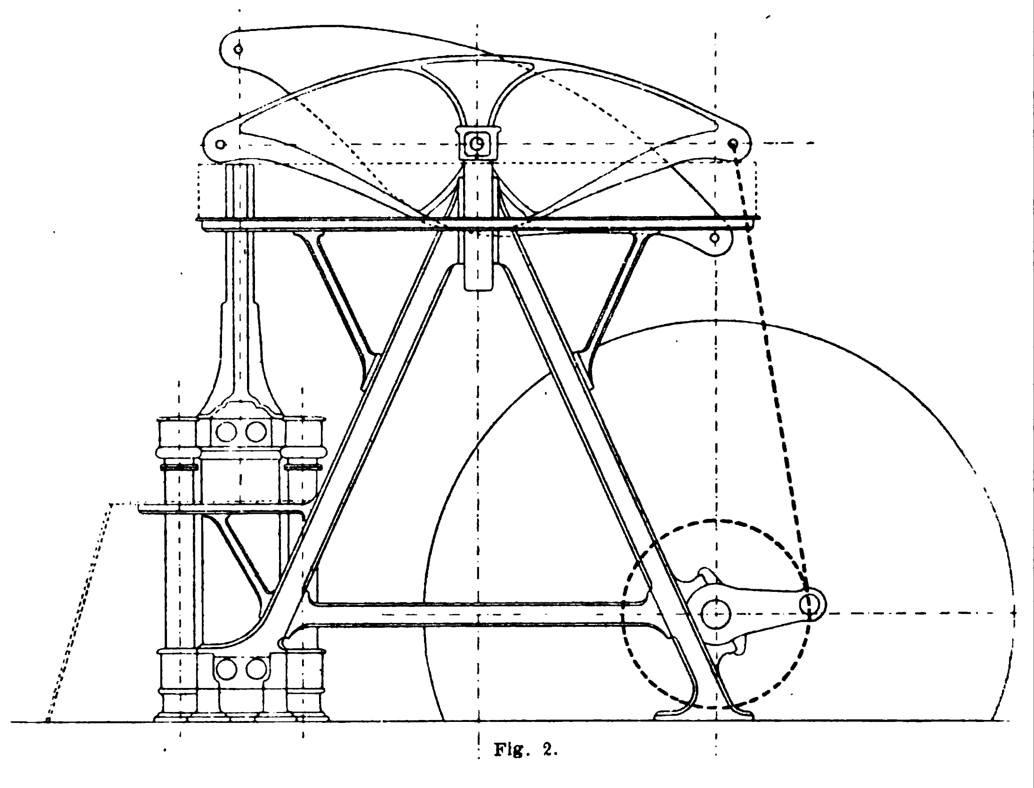


Fig. 2.

dans deux paliers qui servent en même temps à l'entretoisement transversal ; les guides de la crosse forment une construction secondaire appuyée sur le cylindre, et reliée horizontalement au bâti par deux longerons.

Ce dispositif, visiblement inspiré des bâtis en bois en usage dans les *ferry-boats* américains [1], soustrait les maçonneries aux réactions dues

(1) Voir Thurston, *ouvrage cité; Engineering*, 1891, 1er sem., p. 66 ; id. 1893, 2e sem., p. 265.

La machine du *Puritan* est la plus grande du type, son cylindre à basse pression a $2^m,794$ de diamètre et 4^m270 de course.

aux efforts de la vapeur, et les réduit à de simples massifs de support, en même temps qu'il établit une solidarité complète et des relations invariables de position entre toutes les pièces fixes qui servent de guides aux organes mobiles.

4. — *Machine à action directe.* — La suppression du balancier con-

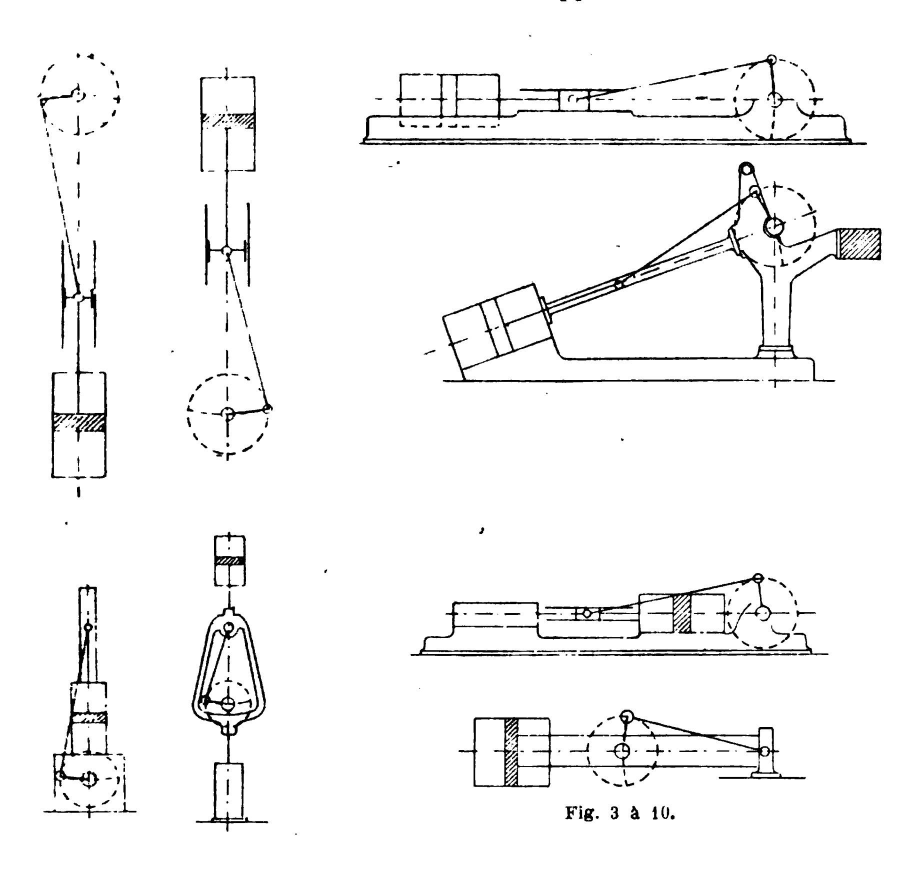


Fig. 3 à 10.

duit aux dispositions représentées figures 3 à 12 : la figure 3 indique le groupement des pièces d'une machine verticale qui n'est plus employée que pour des usages spéciaux et pour de petites machines murales. Pour les grands moteurs d'usines, la nécessité de placer l'arbre de couche et un lourd volant-poulie à une grande hauteur au-dessus du sol rendrait ce type très coûteux.

La figure 4 représente le type renversé, dit à pilon, qui s'indique lorsque l'emplacement est réduit en projection horizontale ; il est universellement adopté pour les machines à hélice de la navigation, et on l'applique avantageusement à l'industrie lorsqu'on ne peut recourir au moteur horizontal. Les figures 13 à 15 *bis* représentent, dans ses

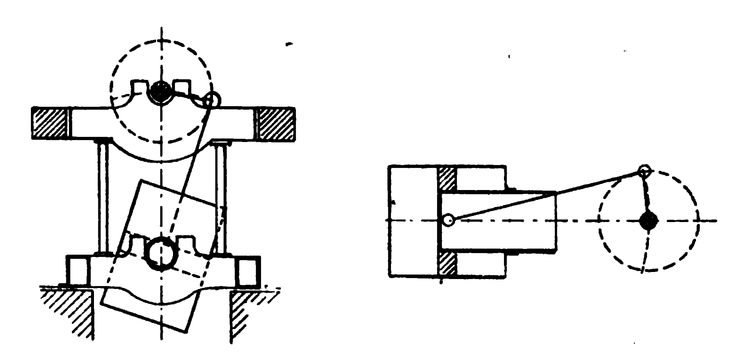


Fig. 11-12.

traits principaux, une machine de 500 chevaux construite par la Société *Le Phénix*, et dont les caractères reproduisent ceux des machines marines ; les figures 16 et 17 donnent les dispositions essentielles des premiers moteurs Corliss installés dans une centrale électrique de Berlin par la maison Van den Kerchove

Les machines horizontales les plus répandues comportent le même groupement de pièces (fig. 5) ; on trouve aussi des moteurs à ligne d'action inclinée (fig 6), principalement dans les bateaux à roues, où la position de l'arbre impose cette solution, mais la plupart des moteurs fixes appartiennent aujourd'hui aux types normaux des figures 4 et 5. Le rapport de la bielle à la manivelle est ordinairement égal à 5, il descend à 4 et même au-dessous dans quelques machines verticales.

5. — *Moteurs horizontaux et verticaux.* — Les forces d'inertie des pièces à mouvement alternatif, qui se présentent pour la machine-pilon suivant une direction rapprochée de la verticale, sont directement équilibrées par la résistance des fondations lorsqu'elles agissent vers le bas, et par le poids mort de toute la machine lorsqu'elles s'exercent

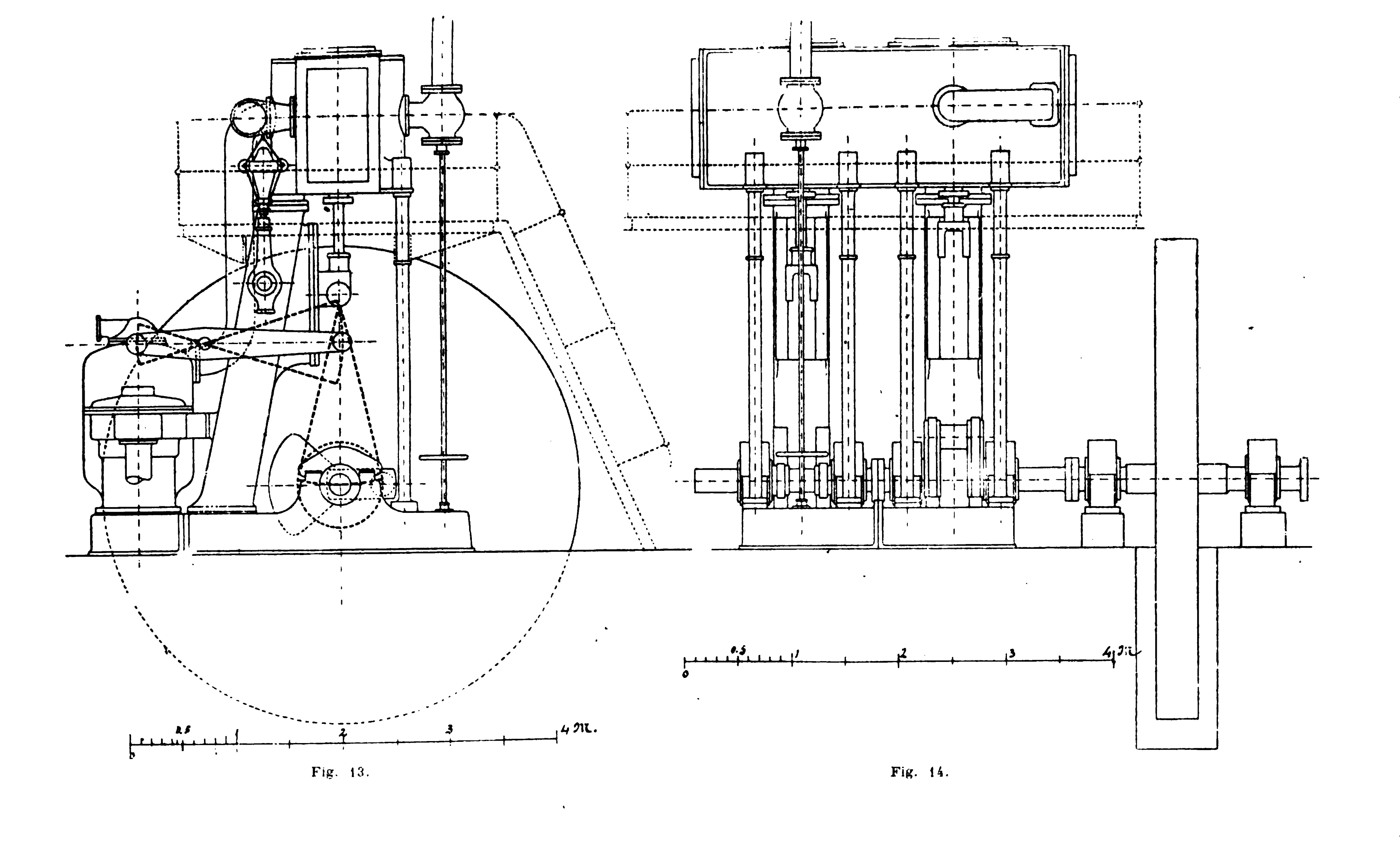


Fig. 13.

Fig. 14.

vers le haut. Ces forces d'inertie, les seules auxquelles on ne puisse résister par les réactions intérieures des bâtis, augmentent rapidement, pour la même course de piston, avec la vitesse angulaire de l'arbre ; on conçoit donc que les machines verticales soient préférées pour les grandes vitesses de rotation ; la nécessité de commander directement des dynamos a contribué à répandre ce type, qui n'était guère employé jusque dans ces dernières années que dans les laminoirs, mais cette préférence n'est cependant pas justifiée par des raisons absolues, car il existe des moyens d'équilibrer d'une manière suffisante, dans les machines horizontales, les forces d'inertie dues aux pièces à mouvement alternatif.

On a beaucoup discuté sur les qualités et les défauts respectifs des machines à ligne d'action horizontale ou verticale ; les progrès de la construction sous le rapport de la précision, d'un meilleur choix des fontes à cylindres, etc., ont modifié des manières de voir généralement admises autrefois. On peut considérer comme acquis les points suivants :

Le moteur horizontal est plus accessible dans toutes ses parties, à moins qu'il ne s'agisse de petites machines, auquel cas ce point perd son intérêt ; la confection des joints et des bourrages, la conduite du graissage et la surveillance générale se font sans difficultés. Toutes les manœuvres, modérateur, purges, injection, sont facilement concentrées entre les mains d'un seul homme, qui embrasse d'un coup d'œil tout l'ensemble du moteur.

On reprochait autrefois aux cylindres horizontaux de s'ovaliser par le poids des pistons, malgré le soin pris à les supporter au moyen de tiges traversant le couvercle d'arrière. Cette crainte est exagérée, les cylindres s'ovalisent par suite des mauvais montages que permettaient les anciens bâtis, ou à cause de la construction défectueuse des pistons, qui comportaient des moyens de serrage réglables à la main, mais en réalité presque toujours déréglés ; les tiges de piston étaient trop faibles, et pouvaient prendre une flèche sensible entre les deux patins de guidage. Ces inconvénients sont suffisamment atténués par la construction moderne pour qu'on ne s'en préoccupe plus.

Les machines verticales ont pour elles leur moindre encombrement,

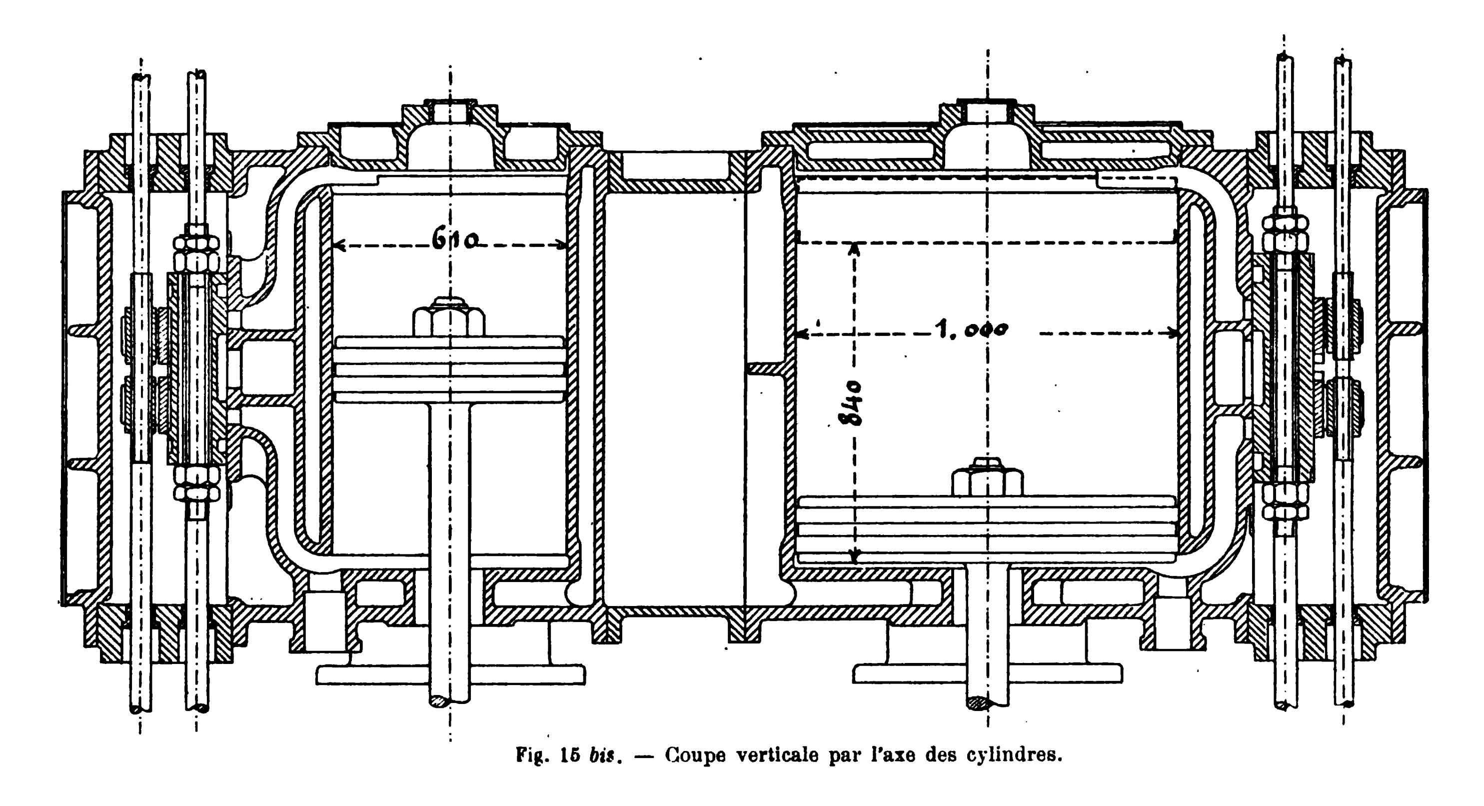


Fig. 15 *bis*. — Coupe verticale par l'axe des cylindres.

Moteur fixe vertical du type marin.

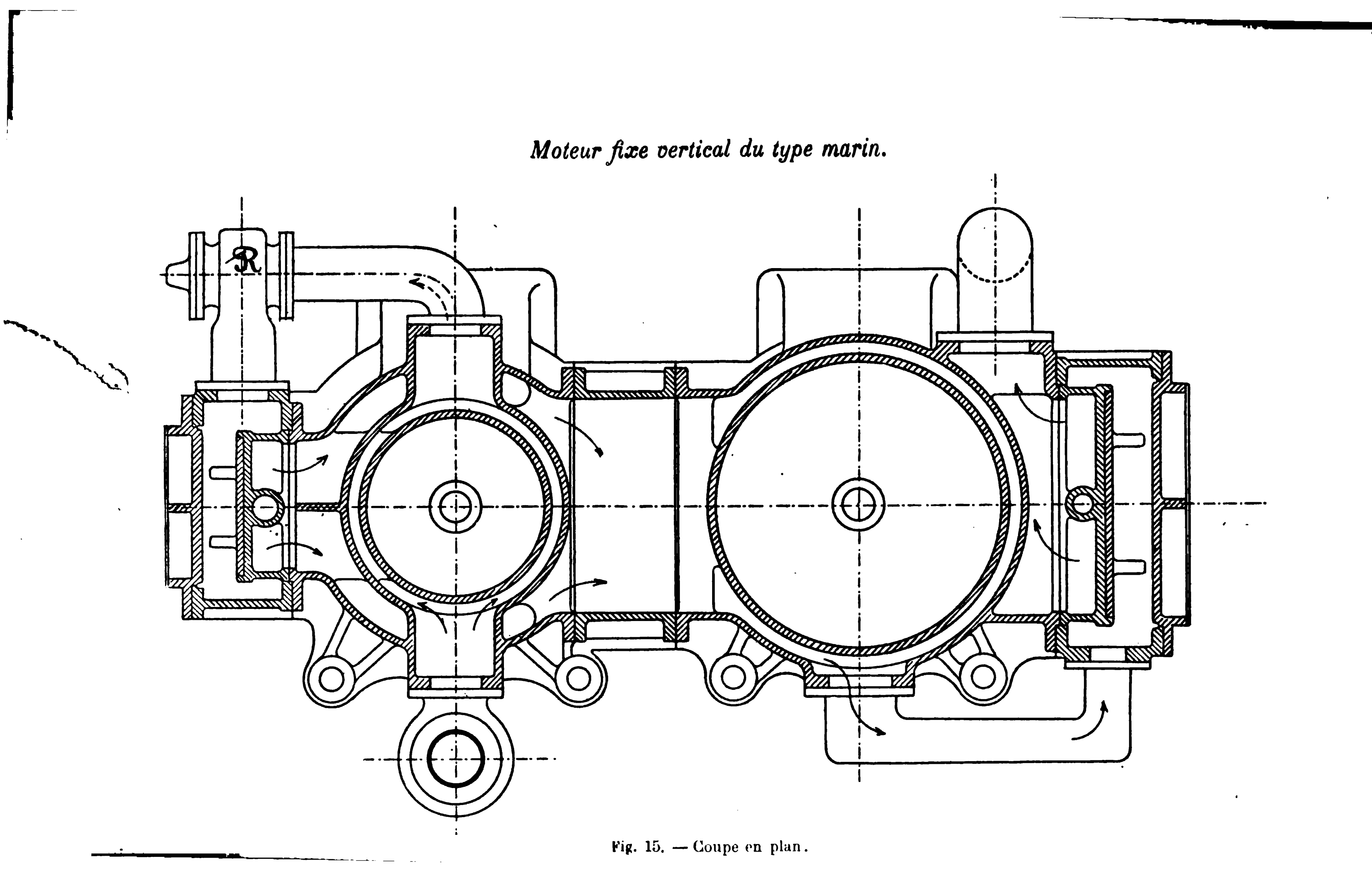


Fig. 15. — Coupe en plan.

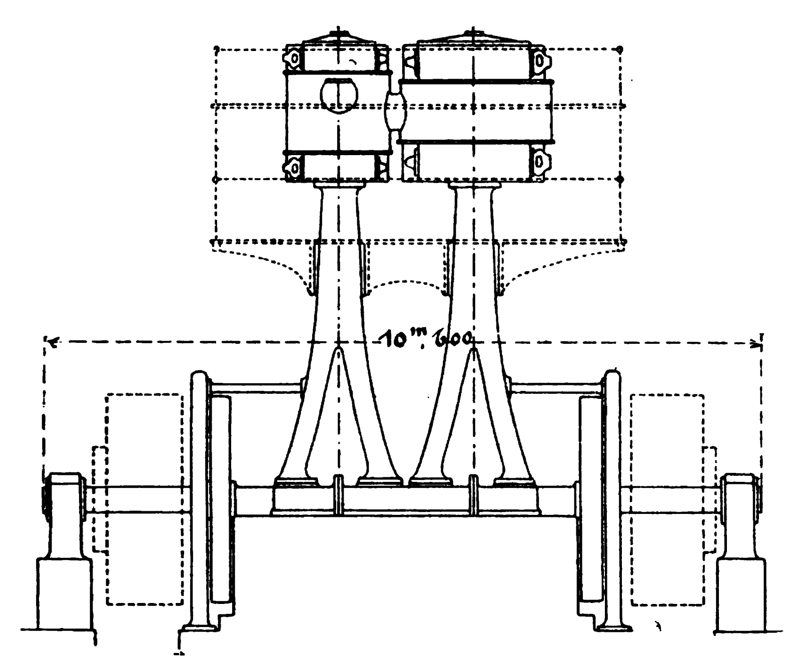


Fig. 16.

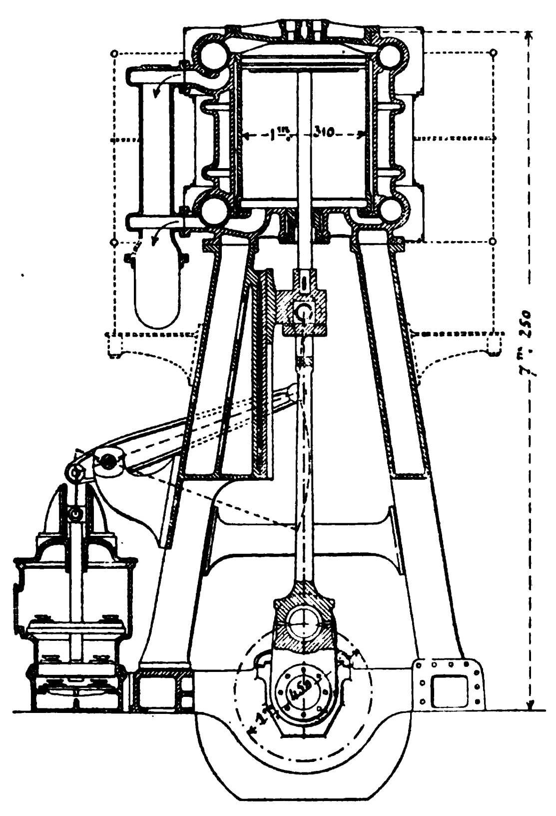


Fig. 17.

et elles s'imposent pour cette raison unique lorsque l'emplacement fait défaut ; les cylindres y sont entièrement affranchis de l'ovalisation. Par contre, elles coûtent plus cher à puissance et à vitesse de piston égales ; cette différence de prix n'est même pas compensée par la moins-value des fondations et du bâtiment. Les démontages, l'entretien et le graissage y sont toujours un peu plus difficiles et plus pénibles que dans les machines horizontales, malgré le soin que l'on prend de disposer des passerelles d'accès à différents niveaux (1).

Pour les grands moteurs d'usines, l'opinion qui prévaut est que l'on ne doit recourir au moteur vertical que lorsqu'on y est forcé par la raison d'emplacement.

6. — *Machines pour emplacements réduits.* — Nous ne donnons que pour mémoire le dispositif des anciennes machines de *Maudslay* (fig. 7), abandonné depuis longtemps. La machine à tige-cadre (fig. 8) n'est plus employée que dans les pompes alimentaires, où le système à rotation est très léger et destiné seulement à limiter la course des pistons, franchir les points morts, et actionner la distribution.

Les machines à fourreau (fig. 12) ont été employées dans les premières années de la navigation à hélice ; on peut leur reprocher quelques défauts d'importance capitale : inégalité des surfaces qui reçoivent l'action de la vapeur (2), action refroidissante du fourreau, grand diamètre du bourrage, circonstance qui augmente les rentrées d'air et les résistances passives.

Pour les machines à gaz, le fourreau est souvent conservé comme organe de guidage ; les inconvénients ci-dessus sont spéciaux aux moteurs à vapeur.

La machine à bielle en retour (fig. 10) est aujourd'hui abandonnée ; elle a succédé, dans la marine militaire, au système à fourreau. On em-

(1) Cette observation ne s'applique pas aux machines marines. Lorsqu'on a fait usage de machines horizontales dans le but de les loger sous la flottaison, on a dû prendre des moteurs à bielle en retour (fig. 10). Ce type est tellement compact que la machine verticale est bien préférable sous le rapport de la facilité d'accès.

(2) Pour une certaine pression bien déterminée assez basse et une certaine fraction d'admission, cet inconvénient disparaît dans les machines à condensation ; le travail alternativement négatif et positif de la pression atmosphérique sur le fourreau rétablit l'égalité.

ploie quelquefois, dans la commande des pompes ou des compresseurs d'air, le système de la figure 9; ce type se retrouve aussi dans les machines soufflantes verticales.

Enfin, l'un des types les plus intéressants que l'on ait employés pour réduire la distance entre le cylindre et l'arbre, est la machine à cylindre oscillant (fig. 11), dans laquelle cette réduction atteint la longueur de la bielle. Les machines à cylindres oscillants ont été employées pendant longtemps dans les navires à roues; les derniers spécimens construits (1) sont remarquables par leurs grandes dimensions, mais on leur préfère aujourd'hui les machines inclinées.

Dans l'industrie, on ne trouve plus le cylindre oscillant que dans quelques petits moteurs spéciaux, principalement les machines à pression d'eau (2e fascicule); la distribution est particulièrement simple dans ce dernier cas, parce que l'introduction et l'évacuation se font à pleine course.

Le cylindre oscillant a contre lui la grande complication de sa distribution (2); la masse importante du cylindre occasionne des forces d'inertie dont le travail est théoriquement nul, mais qui produisent des usures latérales sur les tiges et les cylindres eux-mêmes; la mobilité du cylindre oblige à prendre pour tourillons les tubulures d'arrivée et de départ de la vapeur, et rend nécessaires des bourrages importants; celui qui se trouve du côté de l'évacuation est particulièrement nuisible, à cause des rentrées d'air.

La machine à cylindre oscillant n'a eu sa raison d'être que dans la navigation, et son adoption à une certaine époque pour des moteurs fixes d'une certaine importance, et même pour des machines d'extraction, est un de ces cas d'imitation malheureux qui ne sont pas rares dans l'histoire de la machine à vapeur. En résumé, la plupart des systèmes essayés, en dehors des types généraux, ont fini, après avoir été appliqués à d'autres usages, par être relégués dans les spécialités pour lesquelles on les avait créés.

(1) Paquebot *Ireland*, diamètre des cylindres : 2m,75, course des pistons, *idem*; puissance indiquée à 2 kilogrammes de pression et à 27 tours : 6.300 chevaux.

(2) Type de *Penn*, voir les traités de Machines marines.

7. — *Moteurs conjugués.* — La nécessité d'éviter les points morts dans les moteurs qui doivent effectuer de fréquentes manœuvres (machines locomotives, d'extraction, marines) a conduit à employer deux cylindres agissant sur des manivelles calées à angle droit, disposition qui donne au couple moteur une valeur plus régulière dans le tour ;

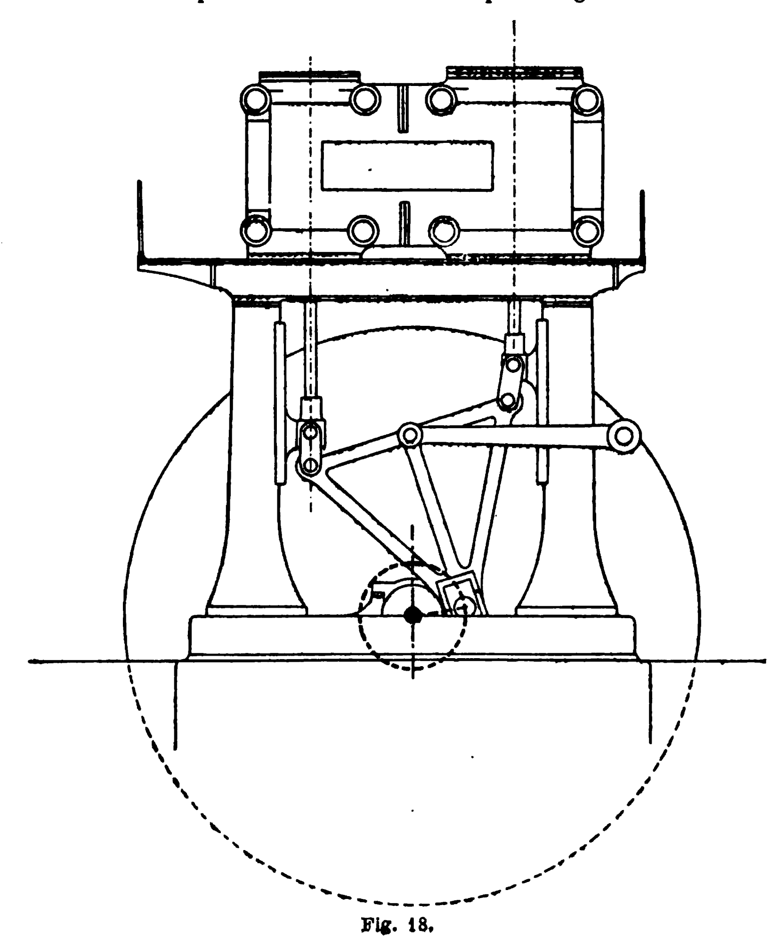


Fig. 18.

quelquefois, on fait agir les deux machines sur la même manivelle ou le même coude, mais les lignes d'action sont à angle droit ; on a même ainsi conjugué un plus grand nombre de machines dans un plan horizontal, en vue d'uniformiser le couple moteur.

Les machines à cylindres indépendants conjugués, dites machines jumelles, soit à balancier, soit à action directe, ont été employées comme moteurs fixes d'usines, ou pour actionner des pompes, des souffleries, des compresseurs, parce que cette disposition permettait de conserver des cylindres de dimensions plus réduites, d'obtenir l'uniformité désirable avec un poids moindre de volant, et même éventuellement, de fonctionner à simple cylindre lors de réparations urgentes. Souvent aussi, dans les cas où l'on prévoyait pour l'avenir une augmentation de puissance, on s'est borné à établir l'une des machines, en se réservant la possibilité de la jumeler plus tard.

On doit à *Fleming* et *Ferguson* une disposition nouvelle, généralement appliquée à des machines à expansion multiple, et représentée par la figure 18 ; un grand moteur de 1.600 chevaux a été construit pour une filature d'après ce type, dont l'étude serait intéressante au point de vue dynamique [1].

§ II

Machines rotatives.

8. — Depuis Watt, les inventeurs se sont ingéniés à obtenir directement le mouvement de rotation sans passer par les organes de transformation habituels : la solution applicable aux machines à vapeur l'est aussi aux pompes, aux ventilateurs, aux compteurs d'eau, et en général à tous les appareils basés sur le jeu d'une capacité variable. Reuleaux [2] rapporte toutes les combinaisons proposées ou réalisées, aux mécanismes élémentaires peu nombreux de la machine ordinaire, de la

(1) *Engineering* 1892-2-543, 1897-1-12.
Le moteur *Wigzell* à triple expansion présente des dispositions analogues, mais chaque cylindre renferme deux pistons qui se meuvent en sens inverse (*Engg.*, 189-1-580).

(2) *Cinématique.* Traduction française de *A. Debize*. L'étude synthétique contenue dans le chapitre IX de cet ouvrage est très remarquable, et de nature à épargner bien des recherches stériles aux inventeurs qui ne seraient pas encore rebutés par l'abandon successif de tout ce qui a été produit jusqu'à ce jour dans le domaine de la machine rotative.

machine oscillante, de la manivelle à coulisse, et enfin du joint de Cardan et ses dérivés; il montre comment, par la fixation de divers éléments de ces mécanismes, par des suppressions ou des additions, ils peuvent englober toutes les inventions qui se sont fait jour successivement, mais sans aucun ordre logique. Parmi ces inventions, celles qui réalisent des machines rotatives proprement dites sont moins nombreuses qu'on ne pourrait le croire, mais les difficultés d'exécution y sont toujours très grandes, parce que les joints entre pièces fixes et mobiles cessent d'être constructifs lorsque les surfaces en contact ne sont ni des portions de plan, ni des portions de cylindres.

Dans les machines à vapeur, les fuites ont une importance beaucoup plus grande que dans les ventilateurs, où les pressions sont faibles; on s'explique donc l'abandon de toutes les machines motrices rotatives, malgré les avantages qu'elles avaient d'abord paru présenter.

Au début de la période industrielle de l'électricité, des tentatives intéressantes ont été faites pour rajeunir quelques-unes des combinaisons dérivées du joint universel, nous citerons dans ce genre les machines de Tower et de Fielding, mais elles n'ont pas tardé à disparaître à leur tour devant les moteurs ordinaires étudiés en vue des grandes vitesses (1).

Enfin pour les vitesses de rotation excessives, les machines à réaction, ou turbo-moteurs, ont apporté une solution qui ne laisse aux machines rotatives proprement dites qu'un intérêt purement cinématique.

§ III

Moteurs spéciaux à grande vitesse.

9. — Nous rangeons sous ce titre les moteurs qui, à raison de leur destination, sont étudiés pour réaliser de grandes vitesses de rotation;

(1) *Tower Spherical Engine*, *Engineering* 1884, 1er sem., p. 201, 251, 407; 1885, 1er sem., p. 303 et 451. — Machine *Fielding*, 1885, 2e sem., p. 104. — Machines *Dexter*, 1882, 1er sem., p. 207; *Brossard*, 1882, 1er sem., p. 329; *Hodson*, 1882, 2e sem., p. 159; *Pinchbeck*, 1886, 1er sem., p. 21; *Kingdon*, 1886, 2e sem., p. 570; *Rota*, *de Glen* et *Ross*, 1888, 2e sem., p. 74; *Hult*, 1897, 2e sem., p. 766 et 1902, 2e sem., p. 506.
Voir aussi : *Minutes of Proceedings of C. E.*, vol. LXXXIII, p. 106, *High Speed Motors*, par *John Imray*.

c'est la commande des appareils centrifuges et surtout celle des machines électriques qui a nécessité cette nouvelle classe de moteurs industriels. Nous avons vu (8) que les machines rotatives proprement dites, généralement affranchies dans une mesure suffisante des forces d'inertie, n'ont pu se répandre à cause des grandes difficultés de construction qu'elles présentent, les seuls types de machines rapides qui aient réussi sont ceux qui dérivent du mécanisme ordinaire de la machine à vapeur. Déjà, du reste, on était parvenu, dans les embarcations rapides, et en particulier dans les torpilleurs, à adapter le mécanisme à bielle à de très grandes vitesses de rotation, par une étude raisonnée des forces d'inertie [1].

Les obstacles qui s'opposent aux très grandes vitesses de rotation des machines ordinaires sont :

1° L'altération du couple moteur due aux forces d'inertie des pièces à mouvement alternatif.

2° Les chocs rapidement destructeurs auxquels peuvent donner lieu les articulations lorsqu'elles sont un peu usées.

3° Les trépidations amenées par les forces d'inertie transmises aux attaches des bâtis.

La plupart des types admis résolvent ces trois genres de difficultés d'une manière plus ou moins complète, et généralement par les mêmes procédés ; ceux-ci seront étudiés dans le chapitre II (§ 2), car ils ne sont pas spéciaux aux moteurs qui nous occupent pour le moment. Les inconvénients rangés sous le 3° sont plus faciles à éviter dans la disposition verticale (5) ; celle-ci est donc la plus répandue pour les grandes vitesses, bien qu'il y ait à cette règle plusieurs exceptions, surtout parmi les moteurs américains (*Porter-Allen*, *Straight line*, *Armington* et *Sims*, etc.).

10. — *Moteur Brotherhood.* — Trois cylindres à simple effet sont disposés à 120° autour de l'arbre (fig. 19 et 20). La vapeur est admise entre le piston et le couvercle de chaque cylindre pendant la course

(1) Les premières machines Willans étaient des machines d'embarcations, elles ont subi, depuis leur apparition, des transformations assez profondes, mais elles présentaient déjà néanmoins quelques-uns des caractères qu'elles ont conservés. (*Engineering*, 1884. 1er sem., p. 76.)

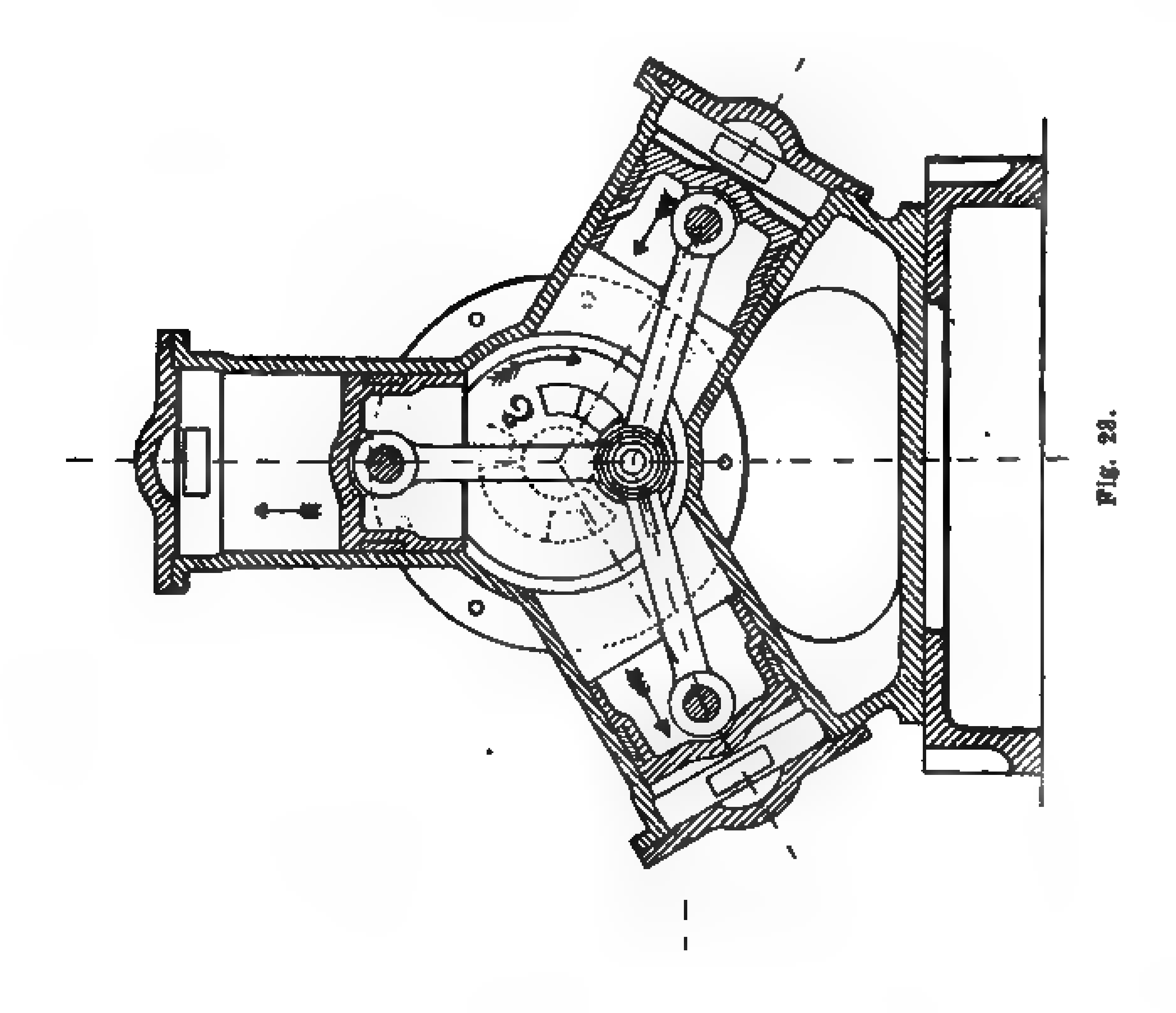


Fig. 23.

Fig. 19.

directe, et l'échappement s'effectue pendant la course rétrograde; cette disposition maintient constamment les bielles en compression si l'on a

soin de fermer l'échappement assez tôt pour équilibrer la force d'inertie du piston et de la bielle par la contre-pression de la vapeur emprisonnée dans l'espace mort ; le jeu des articulations est ainsi évité. La distribution s'effectue, soit par tiroirs séparés, soit par un seul tiroir tournant qui se meut avec l'arbre, et sert successivement pour les trois cylindres. Dans le type représenté, la vapeur est admise d'une manière permanente dans la chambre de la manivelle, la face opposée de chaque piston est mise alternativement en communication avec cette chambre et avec l'atmosphère, un seul tiroir T accomplit la distribution.

Ces machines s'accouplent directement à des dynamos, des ventilateurs, etc., les vitesses de rotation de 700 à 800 tours par minute y sont assez fréquentes. Leurs dispositions ingénieuses leur valent d'être ici mentionnées, mais on leur préfère aujourd'hui des types plus économiques parmi ceux qui sont décrits plus loin (1).

11. — *Moteur Westinghouse.* — Dans l'ancien type répandu par les ateliers Westinghouse, vers 1884, deux cylindres à simple effet attaquent les coudes opposés d'un même arbre, de manière à maintenir les bielles en compression pendant la période motrice, et à éviter les inconvénients provenant de l'usure des articulations ; pendant la course montante, les forces d'inertie du piston et de la bielle mettraient celle-ci en tension, mais la distribution est réglée avec une forte compression à la fin de l'échappement. Cette machine est caractérisée par une disposition cinématique originale : l'axe des cylindres au lieu de rencontrer l'arbre, est dirigé de manière à réduire considérablement l'obliquité de la bielle dans la période motrice (fig. 21), ce qui diminue les efforts

(1) On peut citer comme appartenant plus ou moins au même genre : la machine *Vosper, Engineering*, 1879, 2e sem., p. 569; *James* et *Wardrope*, 1882, 1er sem., p. 521 ; *Ridcalgh*, 1883, 1er sem., p. 604 ; *Abraham*, 1883, 2e sem., p. 558 ; *Matthew*, 1881, 1er sem., p. 167, et 1885, 1er sem., p. 554; *Parsons*, 1884, 1er sem., p. 227; *Bever*, 1888, 1er sem., p. 102; *Dodd*, 1888, 2e sem., p. 330. Les machines motrices à air comprimé des torpilles Whitehead sont du même genre : *Engineering*, 1890, 2e sem., p. 632.

Dans la machine *Newall* (*Engineering*, 1889, 1er sem., p. 391) le mouvement angulaire des bielles est utilisé pour faire la distribution de la vapeur par les pivots.

On peut encore rattacher à la même catégorie un moteur à quatre cylindres disposés autour de la même manivelle dû à *Lefèvre* et construit par *Fryer et Cie*, à Rouen, (*Engg*-1903-2-278). Trois des cylindres sont égaux, le quatrième est de diamètre plus grand, la machine peut fonctionner en compound ou à triple expansion; avec 160mm de course, la vitesse atteint 675 tours; un type de ces moteurs est disposé pour automobiles et pour canots.

du guidage. Il résulte également de cette disposition que la course descendante de chaque piston correspond à l'arc M_0 M_1 M_2, c'est-à-dire à un peu plus d'un demi-tour de l'arbre, et qu'il n'y a pas à proprement parler de point mort, puisque, pendant une petite fraction de tour les

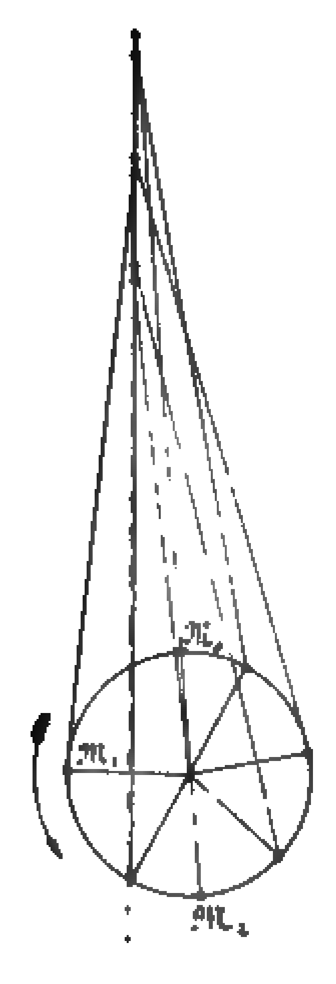


Fig. 21. Fig. 22.

deux pistons descendent ; cet avantage est cependant de peu d'importance dans la faible mesure où il se produit.

La distribution se fait par un seul tiroir cylindrique (fig. 22), dont

les recouvrements sont convenablement choisis, circonstance qui dérive de ce que les manivelles sont opposées.

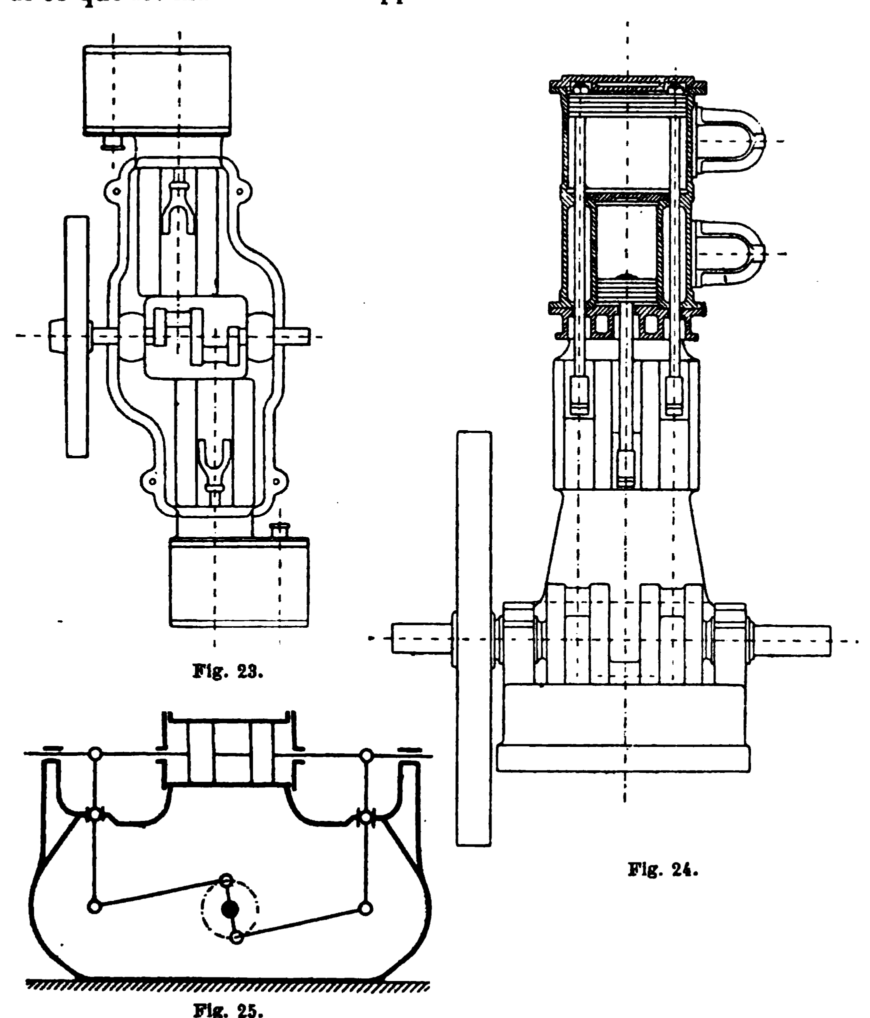


Fig. 23.

Fig. 24.

Fig. 25.

12. — Dans quelques moteurs, on équilibre à peu près complètement les forces d'inertie au point de vue des réactions qu'elles peuvent déterminer sur les attaches du bâti, en faisant usage de deux cylindres, et en disposant les pistons et tous les organes à mouvements alternatifs de telle sorte que leurs vitesses et leurs accélérations soient tou-

jours dirigées en sens contraire. Ce système peut être appliqué à des cylindres indépendants, ou au fonctionnement compound. Dans la fig. 23, qui représente une disposition adoptée par *Easton* et *Anderson*, les forces d'inertie forment un couple horizontal peu important et qu'il n'est possible d'annuler qu'en faisant coïncider les axes des deux cylindres, comme dans la machine équilibrée de *Wells* (fig. 24).

Le dispositif adopté par les anciens ateliers *Ducommun*, à Mulhouse (fig. 25), est du même genre, mais l'action à simple effet sur chacun des pistons permet en outre de faire porter les articulations toujours du même côté ; on atteint ainsi, pour les plus petits moteurs de quelques chevaux de puissance, la vitesse de 750 tours par minute (1).

13. — Dans la plupart des moteurs à grande vitesse, la chambre des manivelles est fermée, et les articulations essentielles, ainsi que les tourillons de l'arbre, se meuvent dans un bain de matière lubrifiante ; dans le moteur Westinghouse (fig. 22), l'huile graisse d'abord les paliers, et est ensuite ramenée par un conduit dans la chambre des manivelles, où elle est maintenue à hauteur convenable par une couche d'eau qu'on peut régler ; une disposition analogue se trouve dans la machine *Willans*.

En enfermant les pièces mouvantes, on eut d'abord pour objectif d'empêcher les projections d'huile ; on s'aperçut plus tard que cette disposition produit un graissage automatique abondant, très favorable à la diminution du frottement, en même temps qu'il réduit l'usure.

Dans certaines machines, l'huile est refoulée aux principaux tourillons au moyen d'une pompe manœuvrée par un excentrique qui aspire au fond de l'auge des manivelles, où le lubrifiant retourne constamment par gravité ; la pression nécessaire pour former l'huile entre les tourillons et les coussinets est beaucoup moindre que la charge qu'ils supportent, et ne dépasse guère une atmosphère. D'après les essais de Sir Kennedy sur un moteur *Belliss et Morcom* lubrifié de cette manière, le rendement organique s'est élevé à 0,96, alors qu'il dépasse difficilement 0,9 dans les moteurs ordinaires (2).

(1) *Zeitschrift des V. D. I.*, 1894, p. 1165.
(2) Voir un important mémoire de *A. Morcom* (*Engg.* 1897-2-177).

14. — *Machines Willans, dites à valve centrale.* — Elles sont à une, deux ou trois manivelles ; chacune d'elles est actionnée par un, deux ou trois pistons montés sur la même tige, suivant qu'il s'agit de machines simples, compound ou à triple expansion. La figure 26 repré-

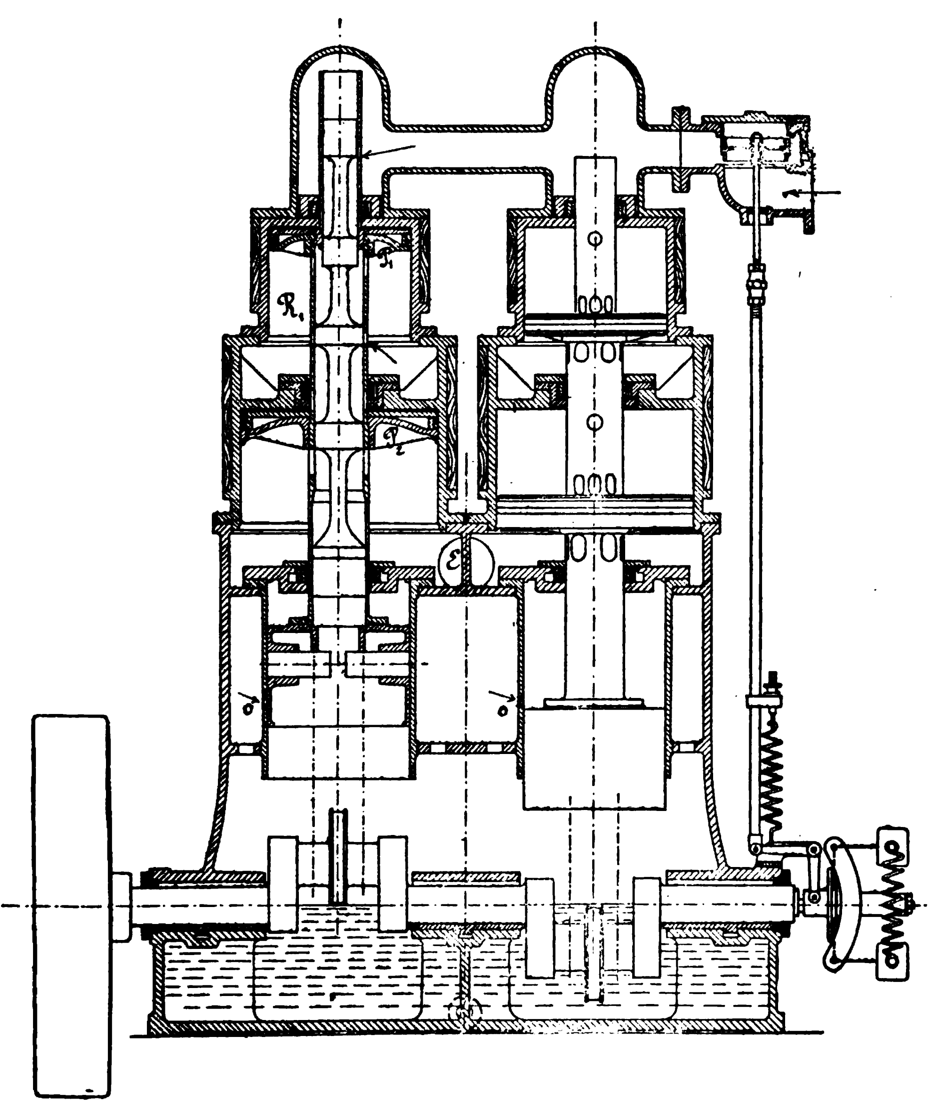


Fig. 26.

sente la machine compound à deux manivelles ; les cylindres sont à simple effet et par conséquent les manivelles sont opposées ; pour que les bielles agissent toujours en compression pendant la course de bas en haut malgré l'inertie qui tend à les détacher de la manivelle vers la fin de ce mouvement, une disposition spéciale est adoptée ; elle consiste en un cylindre à air, formé par un alésage cylindrique du bâti qui sert de guide à la crosse ; celle-ci est tournée exactement de manière à former piston étanche à l'intérieur de ce guide ; l'air est emprisonné à la pression atmosphérique lorsque la crosse est au bas de sa course et découvre les orifices *o*, il est comprimé et agit comme un ressort pour équilibrer les forces d'inertie lorsque celles-ci atteignent leur maximun au sommet de la course. Ce travail de compression est régénéré par la détente de la course descendante.

Les pistons P_1, P_2, sont montés sur une même tige creuse, à l'intérieur de laquelle se meuvent une série de tiroirs cylindriques manœuvrés par une tige commune, et actionnés par un seul excentrique faisant partie du tourillon du coude ; la bielle motrice est dédoublée de manière à livrer passage à cet excentrique. Cette disposition des distributeurs réduit beaucoup l'espace nuisible, et le fonctionnement à simple effet permet de laisser très peu de jeu entre les couvercles et les pistons.

Le mouvement de distribution est lui-même maintenu en compression par l'action permanente de la vapeur sur le tiroir supérieur ; (pour l'étude de la distribution, etc , voir n°s 43 et 79, 10^{0}). Le fonctionnement de la vapeur est le suivant : les pistons P_1 et P_2 étant supposés au commencement de leur course descendante, la vapeur vive est admise sur le piston P_1 et la vapeur du réservoir R_1 est admise sur le piston P_2 ; pendant la course ascendante, la vapeur admise sur le piston P_1 à la course précédente se transvase sur l'autre face et remplit le réservoir R_1, la vapeur du grand cylindre s'échappe à l'atmosphère ou au condenseur, la face inférieure de ce piston communiquant d'une manière permanente avec l'orifice du tuyau d'échappement E.

Dans les types actuels, la disposition de l'échappement est modifiée, et ressemble à celle des anciennes machines de Cornouailles ; la face active du dernier piston ne communique jamais directement avec l'air libre ou le condenseur, mais la vapeur est transvasée au préalable sur

la face inférieure, dans une chambre isolée à ce moment, et qui fonctionne comme un réservoir ; cette chambre est ensuite mise en communication avec l'échappement pendant la course descendante des pistons. L'objet de cette disposition est de réduire la condensation initiale dans le dernier cylindre, avantage qui a été reconnu aux anciennes machines d'épuisement à simple effet (7[e] fascicule).

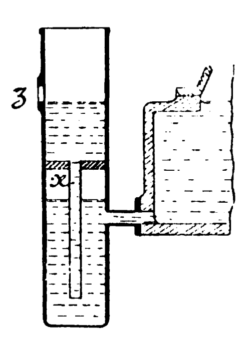


Fig. 27.

La chambre des manivelles est fermée, afin d'éviter les projections d'huile ; elle renferme une couche d'eau sur laquelle flotte le lubrifiant plus ou moins mélangé avec elle, qu'on introduit par un entonnoir ; une colonne de niveau est en communication avec le fond de la chambre (fig. 27) ; cette colonne est ouverte à la partie supérieure, on peut donc y verser de l'eau jusqu'au moment où elle affleure avec le trou de trop plein Z. La communication a lieu par siphon, avec interposition de la chambre à air X, qui amortit les chocs et empêche les projections. Ces machines sont à course réduite (moins de la moitié du diamètre du grand cylindre) ; ainsi, les particularités du type représenté sont :

Diamètre du petit cylindre	354 millim.
Diamètre du grand cylindre.	356 —
Course.	152 —
Nombre de tours par minute.	460
Vitesse moyenne de piston	$2^m,34$
Puissance à 8 atmosphères	80 chevaux

Ces moteurs sont souvent accouplés directement à des dynamos ; le type exposé à Glascow, en 1901, développait 1.500 chevaux à 230 révolutions par minute avec 430 millimètres de course. Ces grandes unités sont à triple expansion et à trois manivelles ; il en existe qui développent jusqu'à 3.000 chevaux à condensation.

Depuis quelques années, un grand nombre de moteurs présentant les mêmes dispositions générales que ceux que nous venons de décrire ont été créés ; en général ils ne sont pas à détente variable, le régulateur

agit par étranglement [1]. Dans les stations centrales électriques, on s'attache, par la multiplication des unités, à donner à chaque machine une charge uniforme et constante ; la variation de la puissance totale s'obtient par la mise en marche ou l'arrêt d'un certain nombre d'unités.

15. — *Moteur Peache* [2]. — Il comprend des groupes de deux cylindres en tandem, fonctionnant comme un cylindre à simple effet ; ces groupes sont jumelés et agissent sur deux manivelles opposées, ou bien ils sont au nombre de trois, les manivelles étant alors à 120°.

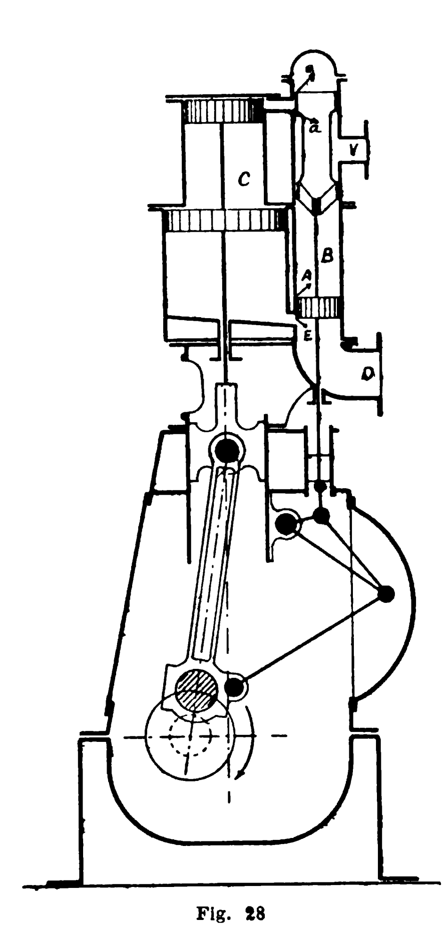


Fig. 28

La figure 28 représente l'un des groupes, l'axe des cylindres est décentré par rapport à l'arbre comme dans le moteur Westinghouse, et pour les mêmes raisons (11). La vapeur venant de la tubulure V est admise sur la face supérieure du petit piston par l'arête *a* du tiroir, pendant que la face inférieure du grand évacue à l'échappement par l'arête E et le conduit D ; pendant la course ascendante, la vapeur qui se trouve dans le haut du petit cylindre est évacuée par l'arête *e*, passe à l'intérieur du tiroir et est admise sur la face inférieure du grand piston par l'arête A ; l'espace B constitue le réservoir intermédiaire. Il semblerait d'après cela que ce moteur fonctionne à double effet, mais le vo-

(1) Le moteur *Alley et Maclellan* est disposé en principe comme le Willans, sauf que la distribution se fait par tiroirs cylindriques placés sur le côté, dans le plan des axes des cylindres. Le moteur *Scott* est à valve centrale (*Engg.* 1900-1-207).
(2) *Engineering*, 1895-2-520. Voir les essais par *Sir Kennedy, id.*, 1896-1-690.

lume C compris entre les pistons est rempli de vapeur d'une manière permanente ; celle-ci se comprime pendant que les pistons s'élèvent, et se détend lorsqu'ils descendent ; il en résulte que cette vapeur exerce une pression variable, mais toujours égale sur les deux pistons, et dont l'effet est par conséquent de produire un effort qui est dirigé vers le bas.

La pression de la chambre C est assez grande pour que cet effort soit plus grand que celui qui résulte de l'action de la vapeur sur les faces extérieures des deux pistons pendant la course montante ; il s'en suit que les efforts se produisent au total comme dans une machine à simple effet, mais cette condition est subordonnée à la pression qui règne dans la chambre C, que l'inventeur appelle le cylindre de contrôle ; à cet effet, un canal est ménagé dans la fonte du petit cylindre et fait communiquer les deux faces du petit piston lorsque celui-ci, arrivant au sommet de sa course, dépasse l'orifice inférieur de ce canal.

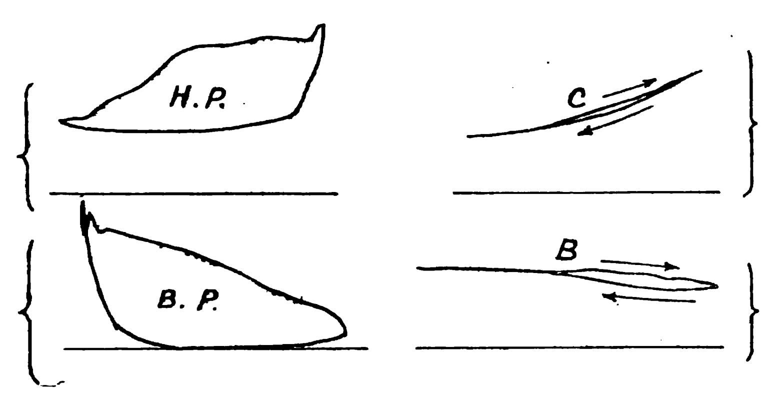


Fig. 29.

Le jeu de diagrammes (fig. 29), extrait du rapport de Sir Kennedy, rend compte de la marche des pressions ; la courbe C est relevée sur la chambre intermédiaire C, avec le même ressort que le diagramme de la face supérieure du petit piston ; elle donne un travail négatif peu important. La courbe B a été relevée sur la boîte à tiroir, marquée de la même lettre dans la figure 28 ; elle donne lieu, sur le piston distributeur, à un travail positif, qui est cependant très réduit, à cause de la course très faible de cet organe.

La commande du tiroir est empruntée à une articulation placée sur le côté de la tête de bielle ; ce mouvement est réduit et décalé par suite de la disposition des renvois. Les pièces mouvantes sont enfermées, comme dans presque toutes les machines de cette classe. La vitesse est d'environ 350 tours par minute pour la course de 250 millimètres (1).

15 *bis*. — *Moteur Chandler.* — La figure 30, d'après *Engineering* (2), donne la disposition des trois cylindres pour le moteur à triple expansion. La vapeur venant de la tubulure V est admise sur le petit piston pendant sa course descendante, et transvasée sur sa face inférieure sans changement notable de pression pendant la course montante ; le mode de fonctionnement est le même pour les cylindres suivants, sauf que chacun d'eux est alimenté par celui qui le précède, au lieu de l'être par la vapeur venant de la chaudière. En principe, et sauf la disposition des tiroirs, qui sont latéraux, le cycle de la vapeur est le même que dans le moteur Willans, mais l'amortissement de l'inertie des pièces à la fin de leur course ascendante est obtenu d'une autre manière. Tous les cylindres sont réglés avec une forte compression à l'échappement ; cette me-

Fig. 30.

(1) On peut citer parmi les moteurs du même genre celui de *Restler (Engg.* 1901-1-826*)* et celui de *Carels*, résultant tous deux de la conjugaison de groupes de cylindres sur deux manivelles opposées.

(2) 1896-1-117. Ce moteur est construit par *Bumsted* et *Chandler*.

sure serait insuffisante pour le grand cylindre dans la marche à condensation ; il y a donc, outre les tiroirs proprement dits, un tiroir supplémentaire T, qui coupe la communication au condenseur et oblige la vapeur à se transvaser sur la face inférieure du grand piston pendant la course ascendante ; la contre-pression reste assez élevée pour que la compression soit efficace.

Dans cette machine, on a pris des précautions particulières pour l'écoulement de l'eau condensée ou entraînée ; chacun des pistons, en arrivant au bas de sa course, dépasse une série de trous par lesquels l'eau est chassée par la différence de pression entre les deux faces ; cette différence n'est pas très considérable, attendu qu'à ce moment la communication est déjà établie par le tiroir ; elle suffit néanmoins pour produire un drainage efficace.

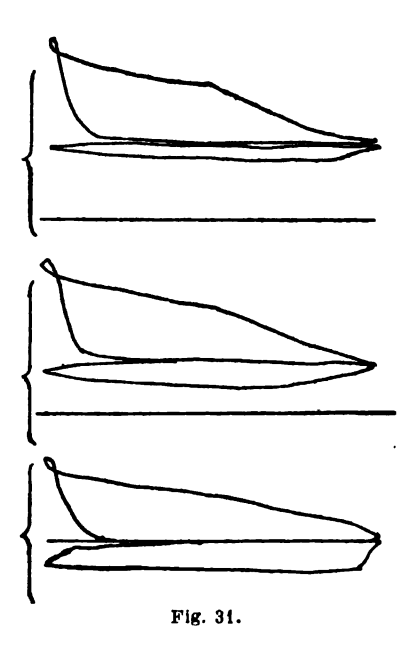


Fig. 31.

La figure 31 donne un jeu de diagrammes pour chacune des faces des trois pistons ; le régulateur agit par étranglement, circonstance qui explique la chute de pression qui accompagne l'introduction au premier cylindre.

15 *ter*. — *Moteur Raworth*. — Les cylindres sont représentés en coupe (fig. 32), d'après *Engineering* (1). La vapeur est admise par la valve *a* sur la face inférieure du petit piston, et s'échappe par l'obturateur *b* sur la face supérieure du grand ; cet obturateur règle en même temps l'échappement définitif pendant la course ascendante du grand piston ; il sert aussi à établir la communication entre la face inférieure du petit piston et le réservoir intermédiaire lorsque les deux pistons descendent ; cette communication se fait par des lumières placées à gauche

(1) 1896-1-280 ; 1896-2-337 ; 1897-1-157.

du boisseau, et qui débouchent dans l'espace compris entre les valves, lequel communique, par ses extrémités, avec la chambre R qui entoure le petit cylindre ; cette chambre, ainsi que l'espace compris entre les valves forment donc le réservoir, mais les ouvertures de communication ne seraient visibles que dans une coupe par l'axe des cylindres menée transversalement au plan de la figure.

La face inférieure du grand piston est ouverte d'une manière permanente à l'échappement E; la série de trous qu'on remarque dans les parois du grand cylindre sert à assurer le drainage de l'eau lorsque ces trous sont dépassés par la face supérieure du piston correspondant ; elle contribue aussi à agrandir l'orifice d'échappement.

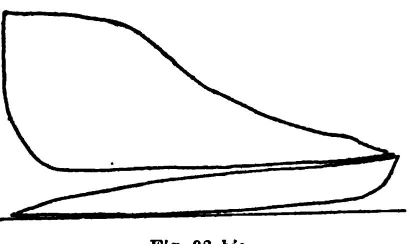
Le petit cylindre est également percé de trous à sa partie supérieure; ils servent, lorsque le piston les dépasse en montant, à établir une large communication avec le réservoir; lorsque les pistons descendent et que ces trous sont fermés, la partie inférieure du petit cylindre communique avec le grand par l'obturateur *b*, et il en est de même du réservoir, dont les lumières débouchant sur le boisseau de cet obturateur sont à ce moment ouvertes. L'introduction au grand cylindre se ferme au milieu de la course, mais il n'en résulte pas une augmentation de la pression du réservoir, parce que la vapeur se transvase sur la face supérieure du petit piston, la rangée de trous du cylindre étant alors ouverte.

Fig 32.

Chacun des obturateurs est conduit par un excentrique, celui qui commande la valve *a* est à course et calage variables par l'action d'un régulateur porté par le volant.

Outre certains détails de construction caractéristiques adoptés pour

éviter les jeux de coussinets, détails dans lesquels nous ne pouvons entrer ici, ce moteur se distingue des autres machines rapides par l'adoption de valves Corliss débouchant sur les fonds, qui permettent de réduire au minimum l'espace nuisible ; cette considération est importante dans les moteurs à grande vitesse ; nous verrons en effet que la réduction des forces d'inertie oblige à diminuer la conrse, et par conséquent à augmenter les diamètres, ce qui, au total, augmente la portion de l'espace nuisible constituée par le jeu compris entre les pistons et les couvercles.


Fig. 32 *bis*.

La figure 32 *bis* donne les diagrammes relevés sur l'un des petits modèles, développant environ 45 chevaux à 450 tours par minute, la pression étant de 9 atmosphères à l'admission, et les diamètres étant 245 et 368 millimètres, avec une course de 152 millimètres seulement. La consommation est donnée comme étant de 9 kilogrammes de vapeur par cheval-heure indiqué, chiffre très réduit pour un aussi petit moteur fonctionnant sans condensation.

16. — *Moteur Collmann* (1). — Comme exemple des dispositions auxquelles on a été conduit par la préoccupation des forces d'inertie, nous citerons encore le moteur Collmann, dont un spécimen a été exposé à Francfort en 1891, et qui a été ensuite adopté pour deux stations électriques à Vienne. Les deux cylindres agissent sur des coudes opposés (fig. 33 et 34), et l'on s'est attaché à diminuer autant que possible l'effet des forces d'inertie sur les tourillons de l'arbre et sur la plaque d'assise du bâti en rapprochant les lignes d'action ; c'est dans ce but que les cylindres sont superposés et se recouvrent partiellement. Pour une machine verticale, il y a toujours intérêt, d'ailleurs, à équilibrer au point de vue statique le poids des pièces mouvantes, en

(1) *Engineering*, 1895, 1er sem. p. 240.

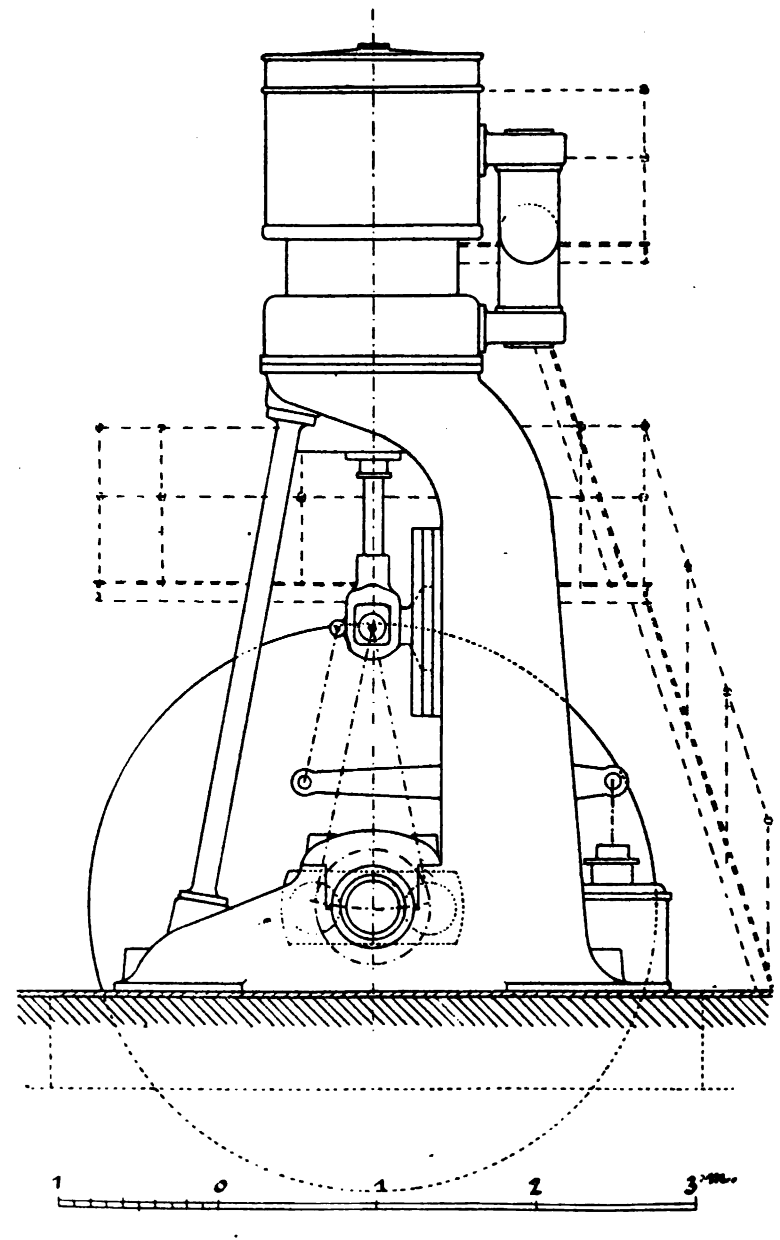


Fig. 33.

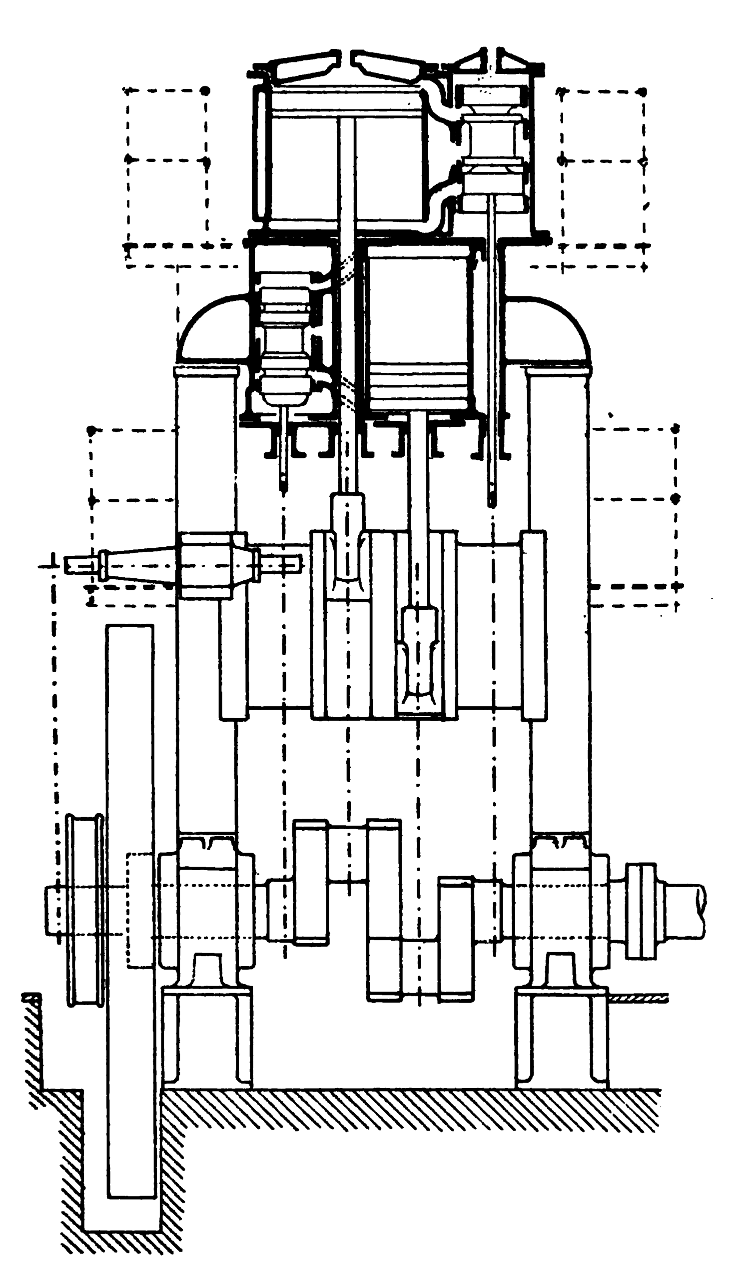


Fig. 34.

vue de rendre le couple de rotation plus uniforme ; ce résultat est atteint, en même temps que l'équilibrage des forces d'inertie, en donnant aux masses mouvantes le même poids pour les deux cylindres, et en opposant les manivelles ; la condition de poids est ici remplie en donnant au petit piston, qui est massif de fonte, une forte surépaisseur.

Cette machine, avec une course de 700 millimètres, atteint 140 tours par minute, soit $3^{m},30$ de vitesse de piston, chiffres qui n'ont du reste rien d'excessif, et qui sont notablement dépassés.

Comme les efforts de la vapeur dans le sens vertical s'équilibrent sensiblement, les paliers de l'arbre sont pour ainsi dire affranchis de tout effort autre que celui dû au poids mort de cette pièce.

Cependant, comme les axes des cylindres ne coïncident pas, les efforts de la vapeur, aussi bien que ceux dus à l'inertie, produisent un couple dans le plan des deux tiges ; celui provenant de la vapeur est équilibré par un couple égal agissant sur les cylindres, qui le transmettent au bâti, tandis que le couple des forces d'inertie modifie périodiquement les réactions qui se développent entre le bâti et le massif de fondation. Il convient de remarquer que le bras de levier de ce couple est faible.

Une disposition de cylindres identique se retrouve dans les machines rapides de *W. Sisson et Cie*, sauf que le petit cylindre recouvre l'autre ; sa tige plus longue et son piston épaissi contribuent à l'égalisation des poids et des masses ; les deux distributeurs sont reportés sur le côté et sont commandés par un excentrique unique ; celui de la haute pression admet par ses arêtes intérieures, tandis que l'autre le fait par ses arêtes extérieures ; nous verrons plus loin que le tiroir cylindrique se prête à cette interversion. Ces machines permettent d'atteindre la vitesse de 400 tours par minute, mais avec une course assez réduite.

16 *bis*. — Entre les machines ordinaires et les moteurs spéciaux dont il est question dans ce paragraphe, il existe une catégorie de types améliorés en vue des grandes vitesses, sans qu'aucun élément nouveau intervienne dans la construction ; on veille avec un soin spécial à l'effet des forces d'inertie, dont on combine le diagramme avec celui de la vapeur ; on s'attache à réduire l'usure des pivots et des coussinets, et à prévenir

les chocs qui en résulteraient, en donnant aux tourillons de grandes surfaces. Ces machines, généralement de petite taille, sont souvent verticales, à bâti fermé, du système compound; la plupart sont munies de régulateurs à ressorts, agissant sur la distribution.

Au point de vue du couple dû à l'action de la vapeur, il y aurait toujours intérêt à disposer les manivelles à angle droit, tandis qu'elles devraient être opposées pour l'équilibrage des forces d'inertie; la régularité dans le tour étant toujours assurée par le volant dans les machines à grande vitesse, c'est généralement le dernier parti que l'on adopte (1). Enfin, on fait presque toujours usage, dans les machines à grande vitesse, à cause de la nécessité d'éviter les porte-à-faux, de coudes compris entre deux paliers, au lieu de manivelles simples (2); la condensation est difficilement applicable aux vitesses de plus de 150 tours, à moins de dispositions tout à fait spéciales pour la commande de la pompe à air : dans les grandes installations, on a souvent recours à un condenseur commun à plusieurs machines, dont la pompe à air est mue par un moteur indépendant.

La planche II donne, en élévation et en plan, l'ensemble d'un moteur compound à condensation de cette classe, construit par la Société *le Phénix*.

On remarquera, comme caractère saillant de ce type, son bâti d'une seule pièce de fonte, contenant les trois paliers de l'arbre principal, les guides de la crosse, et les brides circulaires pour l'assemblage des cylindres. Le type le plus fort de cette série développe 300 chevaux; le genre de bâti employé devient trop lourd pour des puissances supérieures; le spécimen représenté développe environ 100 chevaux à condensation et à 140 tours par minute.

(1) Voir comme exemples de ces machines, à lubrification forcée, celles de *Belliss et Morcom* (13), celles de *Allen (Engg.*, 1902-2-171), de *Brotherhood (Engg.*, 1904-1-530), tournant à 450 révolutions avec 200 mm de course, de *Tangye (Engg.*, 1904-1-357), de *Mathews*, dite *Cyclone (Engg.*, 1905-1-468), etc.

(2) On peut considérer comme un exemple réussi de machine verticale à grande vitesse, celle que les ateliers d'Œrlikon (Suisse) avaient exposée à Paris en 1889; du type ordinaire compound, avec une course de 450 millimètres, elle tournait à 240 tours par minute; ce résultat était obtenu par l'allégement des pièces, les tiges tubulaires, les pivots creux de grande surface, les bielles plates, les coudes opposés, etc.

§ IV

Machines semi-fixes et machines locomobiles. — Moteurs pour la petite industrie.

17. — On range dans la catégorie des machines *semi-fixes* celles qui sont disposées, avec leur générateur, sur une plate-forme en fonte ou un cadre métallique servant de fondation ; on peut donc les transporter montées, en n'importe quel endroit, sans autre précaution que de les placer de niveau. L'ensemble est d'un poids suffisant pour résister aux forces d'inertie.

Ces machines appartiennent à deux types : pour les petites puissances, la chaudière est verticale, figures 35 et 36 (voir 4e fascicule); le moteur est horizontal dans le type représenté (1), mais il peut aussi être vertical.

Pour les puissances plus grandes, atteignant par exemple 20, et jusqu'à 100 chevaux, on a recours à la chaudière tubulaire, genre locomotive; la machine est le plus souvent disposée en dessous ; elle est à cylindres conjugués ou compound; le bloc des cylindres sert de support à la boîte à fumée, les volants sont latéraux (fig. 37, *type de la Société Alsacienne).* On trouve cependant des types puissants dans lesquels la machine est disposée au-dessus de la chaudière, ce qui permet de placer les poulies au-dessus du sol, tandis que, dans le système précédent, elles doivent se loger en partie dans les enclaves ménagées dans une fondation.

Lorsqu'on établit la machine sur la chaudière, son bâti doit être disposé de manière à ne pas soumettre celle-ci à des tensions dues à l'action du mécanisme; cette remarque s'applique également aux locomobiles. L'attache directe des pièces sur la chaudière aurait encore pour effet de fausser le montage par suite des dilatations (2).

(1) Ce type est celui de la société du *Phénix,* qui le construit en plusieurs puissances.

(2) Voir pour les types de machines semi-fixes : *Engineering* 1878, 2e sem., p. 470 (Garrett) ; 1881, 2e sem., p. 6 et 594 ; 1884, 1er sem., p. 127 ; 1885, 2e sem., p. 206 (Robey), 1886, 2e sem., p. 50 (Garrett) ; 1886, 2e sem., p. 55 (Fowler) ; idem, p. 550 (Davey Paxman, 100 chevaux) ; 1899, 1er sem., p. 691, 698 : 1888, 2e sem., p. 29 (Marshall, triple ex-

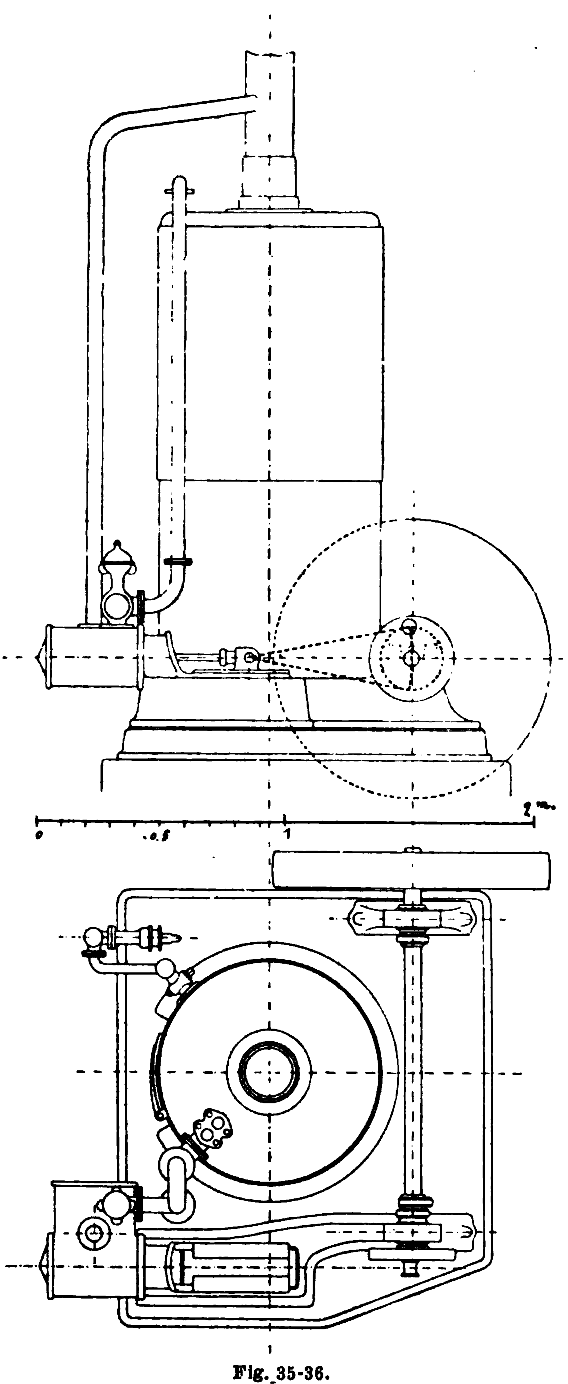


Fig. 35-36.

On s'attache à simplifier les garnitures de la chaudière, à diminuer le nombre des joints, à disposer la tuyauterie d'une manière compacte sans négliger la facilité d'accès.

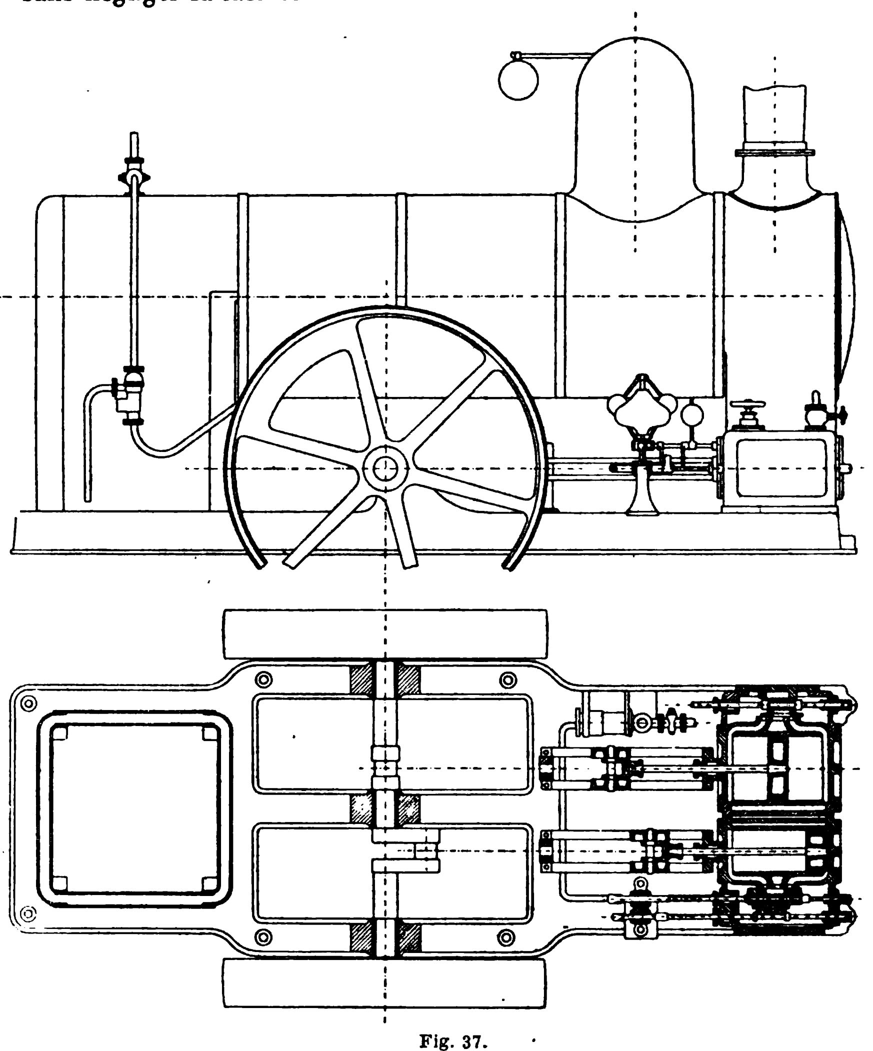


Fig. 37.

pansion): idem, p. 62; 1891, 2e sem., p. 137 (Clayton et Schuttleworth); 1891. 1er sem., p. 722 (Wolf, de Magdebourg, 100 chevaux).

En France, on trouve des types bien connus de la Société de Pantin (Weyher et Richemond), Bourdon, Le Blanc, Chaligny et Cie, Biétrix, etc. Voir *Revue technique de l'Exposition de* 1889, 6e partie, et *La Mécanique à l'Exposition de* 1900, 3e *livraison.*

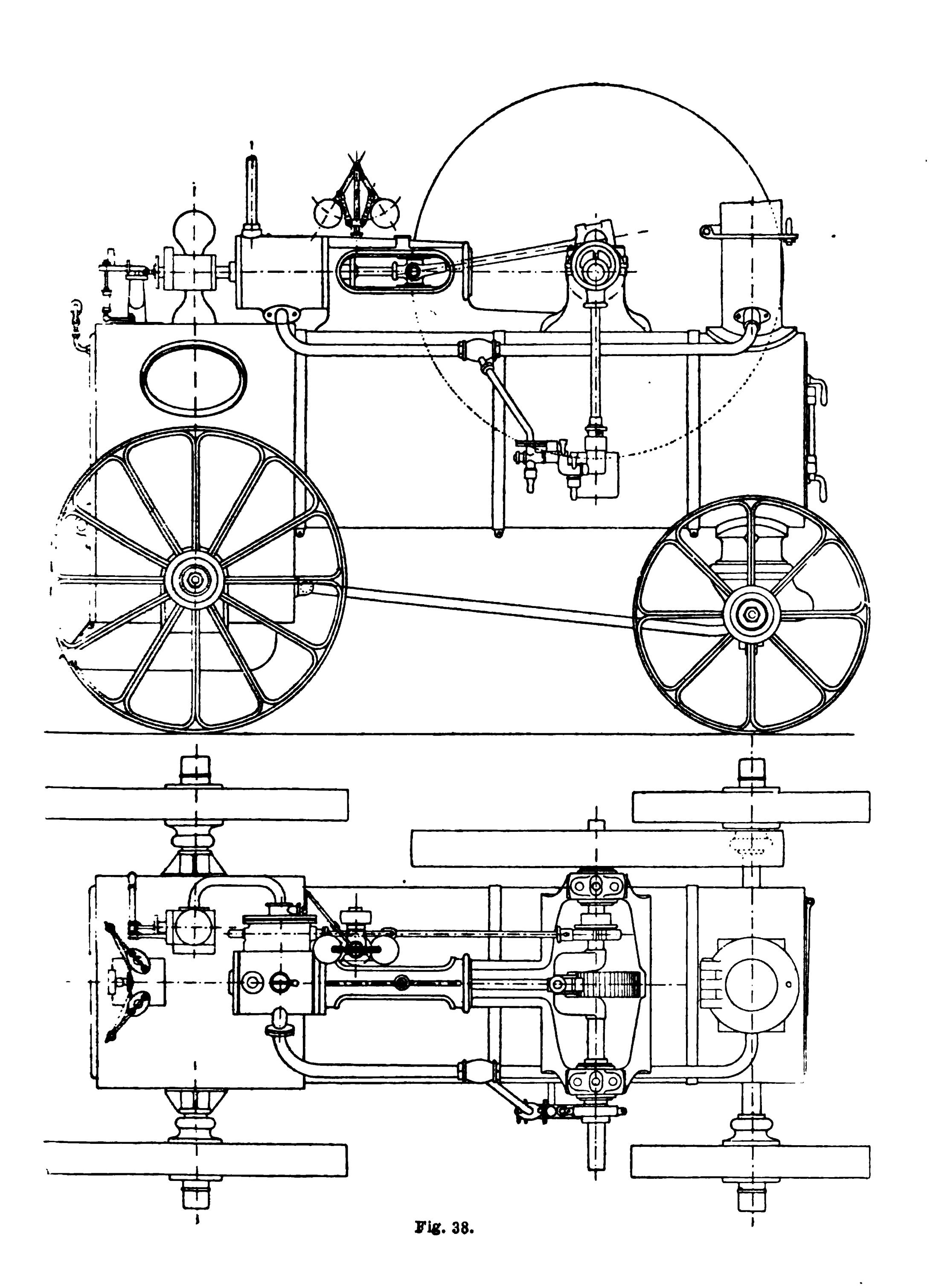


Fig. 38.

La locomobile proprement dite ne diffère des machines semi-fixes qu'en ce qu'elle est montée sur roues (fig. 38) ; l'avant-train pivotant est sous la boîte à fumée ; la cheminée se replie pour le transport ; la présence du train de roues oblige à placer ici le moteur au-dessus de la chaudière. Il existe également de petites locomobiles à chaudière verticale montées sur un seul essieu [1].

17 *bis*. — *Développement des machines semi-fixes*. — La machine semi-fixe montée sur chaudière type de locomotive a été long-

soupapes de sûreté

du cylindre

de vapeur

échappement

Fig. 39.

temps réservée aux puissances modérées et aux usages temporaires, pour lesquels on évite les frais des fondations, des bâtiments et de la cheminée. Les qualités spéciales qu'elle présente au point de vue de l'économie ont conduit à l'employer pour des puissances de plus en plus importantes. La maison R. Wolf, de Magdebourg-Buckau, dont les efforts ont le plus contribué aux perfectionnements des moteurs

(1) *Histoire de la machine locomobile*, *Engineering*, 1879, 1er sem., p. 553, 547 ; même recueil, 1882, 2e sem., p. 542 ; 1883, 2e sem., p. 100 ; 1884, 2e sem., p. 577 ; 1889, 1er sem., p. 521 ; 1889, 2e sem., p. 546 ; 1891. 1er sem., p. 722.
Praktische Maschinen-Constructeur, 1892, pl. 28, 36, 37, 44, 45. Notre figure 38 a été extraite de dessins plus détaillés publiés dans ce recueil.

de cette classe, produit des machines semi-fixes géantes atteignant la puissance de 600 chevaux, fonctionnant à vapeur surchauffée, à double expansion et à condensation, qui réunissent les avantages d'un faible encombrement et d'une consommation aussi réduite que les moteurs fixes les plus perfectionnés.

Au point de vue de l'économie, le montage direct des cylindres sur la chaudière supprime totalement la canalisation, et l'enveloppe de vapeur fait partie intégrante du dôme; on obtient ainsi la température

soupapes de sûreté

Fig. 40.

maximum, et l'eau de condensation, en retombant directement dans la chaudière, y ramène intégralement la chaleur du liquide; cette disposition très rationnelle est employée par plusieurs constructeurs, et est représentée par les figures 39 et 40 pour la machine mono-cylindrique et la machine compound respectivement [1]. Dans la figure 40, on voit que le passage de la vapeur d'un cylindre à l'autre est noyé dans le premier courant de vapeur ascendante, et que l'enveloppe du cylindre de basse pression est aussi chauffée sur la moitié à peu près de son pourtour par la vapeur du dôme.

(1) Ces figures sont extraites d'une brochure de *H. Lanz à Mannheim*.

Ces particularités donnent aux machines à vapeur saturée un avantage marqué sur les machines fixes ordinaires de la même classe. L'adoption de la surchauffe a encore accentué cette supériorité; dans les types créés par R. Wolf, qui revendique cette application aux locomobiles, le surchauffeur est placé dans la boîte à fumée, immédiatement avant le départ définitif des gaz à la cheminée, mais il est à contre-courant, de sorte que les gaz peuvent être refroidis à une température aussi basse que dans les chaudières à vapeur saturée.

Les figures 41 et 42 (1) représentent en coupe et en plan la demi-fixe compound à surchauffe simple, telle qu'elle est construite jusqu'à la puissance de 500 chevaux. La chaudière est à foyer et faisceau amovibles, suivant une disposition habituellement employée par le constructeur, et qui est recommandable à tous égards; à cet effet, les fonds plans de l'enveloppe sont assemblés par boulons aux brides de la partie interne; la bride de la façade est externe et plus grande que celle du fond postérieur, laquelle est interne et peut passer par l'ouverture du fond antérieur. La boîte à fumée, partiellement entourée d'eau, est prolongée et renferme le surchauffeur, formé de tubes en fer constituant des serpentins concentriques; le départ des gaz se fait par une ouverture disposée de manière à les répartir également à travers les serpentins.

La vapeur saturée vient du sommet du dôme, elle est ainsi appelée entre les deux cylindres qui s'y trouvent noyés; elle est conduite par un tuyau logé dans la chaudière et entre, par l'extrémité de la boîte à fumée, dans les serpentins qu'elle parcourt en sens contraire des gaz; elle retourne surchauffée par un tuyau parallèle au premier, et qui passe comme lui dans la chambre de vapeur, malgré que celle-ci soit à une température inférieure (2).

Le moteur est du système compound à deux cylindres côte à côte, mais à manivelles opposées; voici quelques données extraites d'un rapport d'essai du professeur L. Lewicki, de Dresde, sur le type de 100 chevaux effectifs, à condensation:

(1) Clichés de la maison Wolf. Les renseignements donnés plus loin sont extraits du catalogue français de cette maison, édité en 1907.

(2) La perte de surchauffe qui résulte de cette disposition est probablement inférieure à celle qui se produirait si le tuyau était exposé à l'air, même enveloppé de calorifuge.

PLANCHE III

Fig. 12.

Machine semi-fixe compound, à vapeur surchauffée, et à condensation.

Fig. 41.

Surface de chauffe de la chaudière	31.00 m²
— du surchauffeur	20.00 —
— de grille	0.85 —
Diamètre du petit cylindre	240 mm.
— grand —	451 —
Course commune	480 —
Vitesse moyenne (tours par minute)	170,9
Pression effective	12 kg.
Température de saturation correspondante . . .	190°,57
— de la vapeur surchauffée (moyenne) .	329°, 60
— des gaz à la base de la cheminée . .	215°
Tirage en mm. d'eau sous la grille	1 mm
— — dans le foyer	3 —
— — dans la cheminée . . .	12, 5 —
Puissance indiquée	118, 47 ch.
— effective au frein	108, 55 —
Combustion par m² de grille par heure	78, 94 kg.
Consommation de charbon (à 7910 calories) par cheval-heure indiqué	0. 566 —
Consommation de charbon par cheval-heure effectif.	0. 618 —
— de vapeur — indiqué (1).	4, 85 —
— — — effectif (1).	5, 29 —

La même maison construit aussi un type dit à double surchauffe, dans lequel un premier surchauffeur atteint par les gaz débouchant des tubes de fumée sert à donner la température à la vapeur d'admission; un second surchauffeur formé de tubes plus petits, est parcouru par la vapeur du réservoir intermédiaire dont il forme partie intégrante ; ce dernier surchauffeur se trouve à l'extrémité du parcours des gaz. Le principe du chauffage à contre-courant est appliqué ici d'une manière plus complète, la vapeur du réservoir, déjà détendue, se trouvant à une température notablement inférieure à celle de la chaudière. Les données suivantes, extraites d'un rapport d'essai du professeur E. Josse, de Berlin, caractérisent ce nouveau mode de fonctionnement :

(1) Comme il s'agit de vapeur surchauffée, et que la chaudière était alimentée avec de l'eau à 35° prise au trop plein du condenseur, on arrive à une notion plus exacte en calculant la quantité de chaleur demandée à la chaudière, elle est de 3877 calories par cheval indiqué et de 3687 calories par cheval effectif.

Surface de chauffe de la chaudière.	14.34 m²
— du premier surchauffeur	11.80 —
— du second —	4.00 —
Diamètre du petit cylindre	160 mm.
— grand —	300 —
Course des deux pistons (en *tandem*)	320 —
Vitesse moyenne (tours par minute)	219.2
Pression effective	12.1 kg.
Température de saturation correspondante . . .	190°.9
Surchauffe moyenne au premier surchauffeur . .	172°.7
— — second — . .	71°.4
Température des gaz avant le premier — . .	420°
— — avant le second — . .	274°
— — au pied de la cheminée . . .	211°
Puissance indiquée	59.4 ch.
— effective (au frein)	55.1 —
Consommation de charbon (à 7873 calories) par cheval-indiqué	0.53 kg.
Consommation de charbon par cheval-heure effectif.	0.56 —
— de vapeur — indiqué (1)	4.34 —
— — — effectif (1)	4.67 —

17 *ter*. — *Moteurs pour la petite industrie*. — A une certaine époque, on s'est particulièrement préoccupé de réaliser des moteurs à vapeur pour l'industrie en chambre ; on y est plus ou moins parvenu, malgré les difficultés spéciales du problème, qui est généralement résolu aujourd'hui par le moteur à gaz et par le moteur à pétrole, sans parler de la machine à air chaud qui ne s'est pas beaucoup répandue (voir 3e fascicule). L'industrie en chambre exige un moteur qui ne demande que peu de surveillance et qui soit néanmoins de marche stable et exempt de danger; parmi ceux qui réalisent le mieux ces conditions, nous citerons le moteur *Davey*, qui fonctionne à la pression atmosphérique, et par conséquent à condensation (2); la pression

(1) La quantité de chaleur correspondante demandée à la chaudière est de 3219 calories par cheval-indiqué et de 3472 calories par cheval-effectif.

Ces résultats, équivalents à ceux qu'on obtient dans les grandes installations motrices les plus perfectionnées, sont dus au rendement élevé de la chaudière, qui, avec ses surchauffeurs atteint 77.7 %, à la réduction des pertes entre le générateur et le récepteur, à la haute pression initiale, et enfin à la surchauffe prononcée.

(2) *Engineering*, 1884, 2e sem., p. 49; 1885, 1er sem., p. 509; 2e sem., p. 49; 1886, 2e sem., p. 62; 1889, 1er sem., p. 710.

Rapport de *Vinçotte* au *Congrès des Ingénieurs en chef*, tenu à Paris en 1885, p. 23.

motrice y est de $0^k,7$ environ par centimètre carré. Le moteur est construit pour les forces de 1, 2, 4 et 6 chevaux ; la condensation s'y fait par surface, la vapeur liquéfiée est donc intégralement retournée à la chaudière par la pompe à air ; pour réparer les pertes, une légère colonne d'eau suffit pour l'alimentation à la pression atmosphérique. Le générateur en fonte (fig. 43), à feu continu et lent, est alimenté au coke, et forme le bâti de la machine.

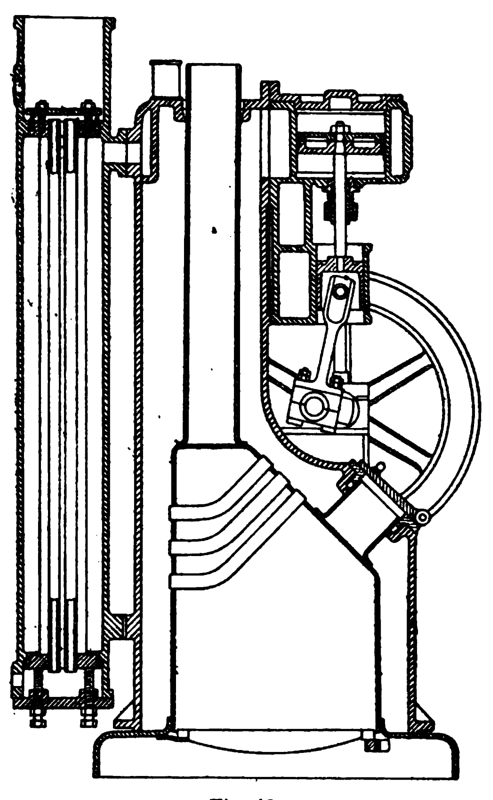


Fig. 43.

La consommation d'eau réfrigérante est très réduite lorsqu'on a soin de la refroidir par circulation. La consommation de coke a été trouvée de 3 à 4 kilogrammes par heure et par cheval, ce qui n'est pas excessif ; d'ailleurs, pour des moteurs de l'espèce, ce facteur est peu important.

Dans plusieurs machines imaginées pour répondre au même programme, on a généralement employé un générateur trop petit, à vaporisation active, et dont l'inconvénient est de donner une pression très instable lorsque le foyer n'est pas régulièrement alimenté.

CHAPITRE II

Théorie dynamique des moteurs à vapeur [1]

---

§ I

Machines monocylindriques.

18. — *Calcul de la puissance d'une machine donnée.* — Soient, pour une machine à double effet, supposée d'abord sans espaces nuisibles :

p_0, la pression absolue de la vapeur pendant l'introduction ;

v_0, le volume d'introduction à chaque coup de piston ;

v_1, le volume total engendré par le piston ; ce volume est le même pour les deux courses si l'on fait abstraction des tiges ;

δ, le rapport de détente, ou des volumes v_1 et v_0 ;

p', la contre-pression absolue pendant l'échappement à l'air libre ou au condenseur ;

n, le nombre de tours de l'arbre par minute.

(1) Nous ne revenons pas, dans cette étude, sur les questions déjà traitées d'une manière générale dans la *Théorie des Mécanismes*, qui forme le premier fascicule de cet ouvrage et qu'il sera facile d'adapter à la machine à vapeur : telles sont les résistances passives auxquelles donnent lieu les transformations du mouvement rectiligne du piston en mouvement rotatif, la théorie de la régularisation (volants et régulateurs), etc. Nous n'examinerons pas davantage les questions qui se rapportent aux variations du couple moteur, variations qui sont influencées par le mode de réglage, les forces d'inertie, l'accouplement d'un nombre plus ou moins grand de cylindres, l'angle de calage des manivelles ; tous ces problèmes se résolvent facilement en s'appuyant sur les données que fournissent la Cinématique et la Statique, ainsi que sur les théories exposées ici.

On consultera avec fruit une étude importante intitulée : *Eine Dynamische Theorie der Dampfmaschinen*, par *W. Hartmann* (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1892), dans laquelle le principe des courbes intégrales est appliqué aux diagrammes des pressions, de l'inertie, de la contre-pression, des frottements et des poids non équilibrés ; cette étude constitue en quelque sorte le développement du procédé que nous avons appliqué à l'étude générale du mouvement des machines (v. 1[er] fascicule, Ch. 1[er]).

Le travail exercé par la vapeur sur une face du piston pendant un tour s'obtient en ajoutant algébriquement les travaux de l'introduction, de la détente, et de l'évacuation.

Le calcul du travail de détente ne peut être fait qu'en se basant sur une hypothèse ; on sait en effet que la loi de détente est influencée par le titre initial de la vapeur, notablement abaissé pendant l'introduction, et par l'action consécutive de la paroi (3e fascicule, Ch. V, § VI) ; on ne peut supposer que cette détente a lieu suivant la loi adiabatique, représentée pour la vapeur d'eau par l'équation :

$$pv^{\mu} = C^{te} \text{ (3e fascicule, n° 58)}$$

mais on constate le plus souvent par les courbes d'indicateur que la loi de détente est fort rapprochée de l'hyperbole équilatère ($\mu = 1$) ; il faut évidemment, pour interpréter cette courbe, connaître l'espace nuisible avec précision.

Pour les problèmes qu'on peut se poser sur les dimensions des cylindres, et en écartant soigneusement toute conclusion relative au rendement thermique, on arrive à des résultats suffisamments exacts en raisonnant sur l'hyperbole équilatère, qui a l'avantage de se prêter à des constructions faciles ([1]). Il serait du reste sans objet de prendre un autre point de départ ; le travail est influencé par les pertes de pression de la vapeur dans les lumières, le titre, le fonctionnement plus ou moins satisfaisant de l'enveloppe ; il est impossible de chiffrer avec exactitude ces diverses circonstances.

Au reste, il est clair qu'une erreur sur la loi de détente aurait comme seule conséquence de donner au cylindre des dimensions un peu trop grandes ou un peu trop faibles, et d'exiger une introduction un peu moindre ou un peu plus forte que celle que l'on avait prévue. Cette modification se fait automatiquement par le régulateur, et n'affecte pas le rendement thermique dans les limites où elle se produit.

En admettant finalement que la loi de détente est l'hyperbole équilatère, on a, pour le travail sur l'une des faces du piston :

(1) La concordance plus ou moins grande de la courbe d'indicateur avec l'hyperbole équilatère est interprêtée quelquefois comme une preuve de bon rendement ; il est à peine besoin de dire que pareille interprétation ne se justifie en rien.

$$p_0 v_0 (1 + l_n \delta) - p' v_1$$

En supposant que les volumes sont les mêmes sur les deux faces, on trouve, pour la puissance exprimée en chevaux :

$$\text{(1)} \qquad N = \frac{2\, n\, v_1}{60 \times 75} \left(p_0 \frac{1 + l_n \delta}{\delta} - p' \right)$$

Lorsque l'on tient compte du volume occupé par les tiges, il faut donner à v_0 et v_1 des valeurs différentes pour les deux courses, à moins que δ n'ait la même valeur pour les deux faces, auquel cas il suffirait de remplacer v_1 dans la formule finale par la moyenne des volumes engendrés.

On peut calculer à l'avance la valeur du premier terme de la parenthèse, en faisant varier p_0 et δ, et construire une table à double entrée

La figure 44 représente une série de courbes de détente de la vapeur pour un titre initial variant entre 0,3 et 0,9, la détente est supposée avoir lieu suivant autant d'hyperboles équilatères, et les courbes tracées en sont les transformées entropiques. L'hyperbole équilatère du diagramme d'indicateur peut être l'indice, ou

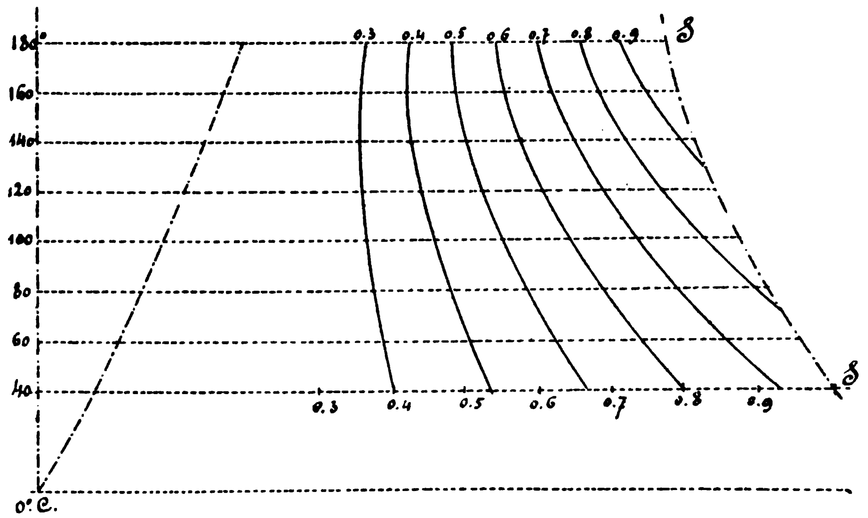


Fig. 44.

d'une forte condensation à l'introduction sans restitution importante de chaleur pendant la détente, ou d'une faible condensation initiale avec forte restitution de chaleur par la paroi, c'est-à-dire qu'il n'y a pas de conclusion à tirer de la coïncidence plus ou moins parfaite entre la loi de détente et l'hyperbole.

qui donne la pression moyenne pendant la course motrice pour diverses pressions et divers degrés de détente.

Tableau des valeurs de $p_o \dfrac{1 + l_n \delta}{\delta}$

δ	$\dfrac{1+l_n\delta}{\delta}$	p_o									
		10000	20000	30000	40000	50000	60000	70000	80000	90000	100000
2	0.8465	8465	16930	25395	33860	42325	50790	59255	67720	76185	84650
3	0 6995	6995	13990	20985	27980	34975	41970	48685	55640	62595	69950
4	0 5966	5966	11932	17898	23864	29830	35796	41762	47728	53694	59660
5	0.5219	5219	10438	15657	20876	26045	31314	36533	41752	46971	52190
6	0.4653	4653	9306	13959	18612	23265	27918	32571	87224	41877	46530
7	0.4208	4208	8416	12624	16832	21040	25248	29456	33664	37872	42080
8	0.3849	3849	7698	11547	15396	19245	23094	26943	30792	34641	38490
9	0.3552	3552	7104	10656	14208	17760	21312	24864	28416	31968	35520
10	0, 3303	3303	6606	9909	13212	16515	19818	23121	26424	29727	33030
11	0.3089	3089	6178	9267	12356	15445	18534	21623	24712	27801	30890
12	0.2904	2904	5808	8712	11616	14520	17424	20328	23232	26136	29040
13	0.2742	2742	5481	8226	10968	13710	16452	19194	21936	24678	27420
14	0.2599	2599	5198	7797	10396	11995	15594	18193	20792	23391	25990
15	0 2472	2472	4944	7416	9888	12360	14832	17304	19776	22248	24720

On peut aussi construire un abaque, ou représentation graphique de cette table, comme l'a fait M. *Hertay* (1) (fig. 45), les valeurs de p_o sont portées en abscisses ; à chaque valeur de δ, correspond l'une des droites inclinées dont les ordonnées sont le prèmier terme de la parenthèse. La valeur de p' se retranche en relevant la base du diagramme, qui devient AB pour les machines à condensation ($p' = 0{,}2$ atm. ou 2.067 kgs. par mètre carré) et CD pour les machines sans condensation ($p' = 1.1$ atm. ou 11.400 kgs. par mètre carré).

On tire de la formule (1), ou de l'abaque qui représente son terme variable, les remarques suivantes:

1° Toutes choses égales d'ailleurs, la puissance développée est proportionnelle au nombre de tours effectués par minute, ainsi qu'au volume engendré par le piston, c'est-à-dire qu'elle est proportionnelle au volume engendré par unité de temps.

(1) *Nouveau diagramme ou tracé graphique pour le calcul des machines à vapeur*, par *Edmond Hertay* (Bruxelles, Ramlot, 1891).

2° Pour la même fraction d'introduction, la puissance augmente plus vite que la pression absolue initiale, à cause de la contre-pression p'; toutefois, pour les machines à condensation, dans lesquelles p' est faible, et lorsque la pression initiale est assez élevée, l'augmentation est à peu près proportionnelle à p_0.

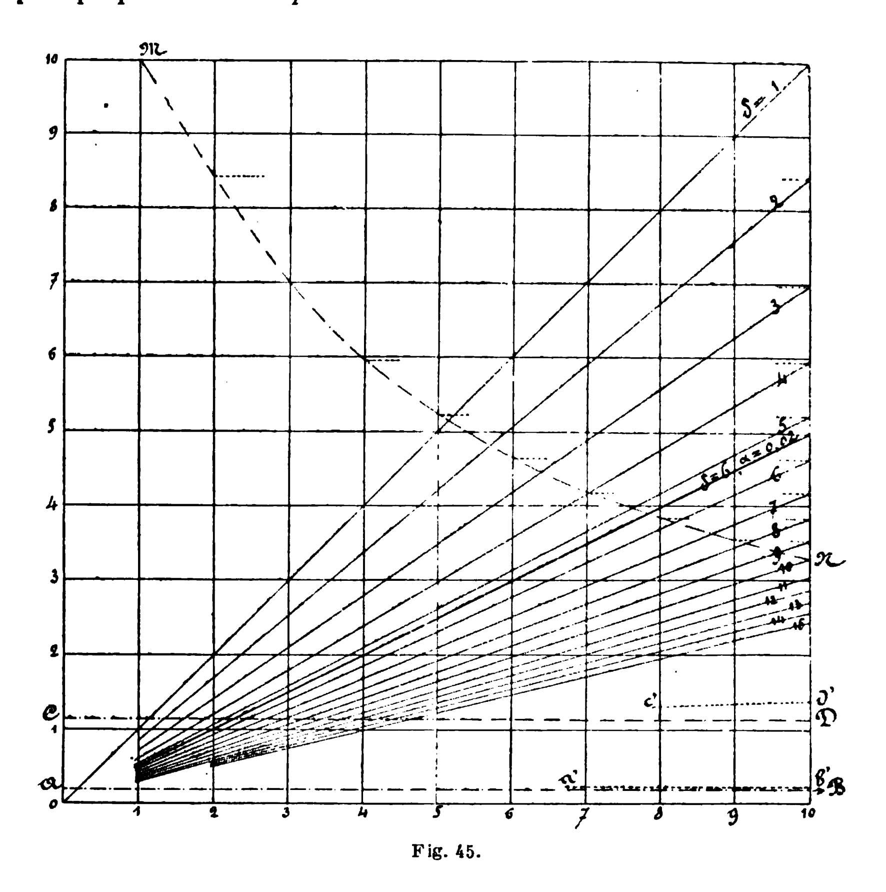


Fig. 45.

3° Pour une même machine fonctionnant à la même vitesse, la puissance diminue moins vite que n'augmente le rapport de détente; la courbe MN du diagramme fournit les ordonnées moyennes pour une même pression et les degrés de détente indiqués par les abscisses.

4° On peut réaliser la même puissance dans un cylindre donné ; la

vitesse restant la même, en augmentant la pression initiale en même temps que le rapport de détente ; celui-ci est donné par l'intersection d'une ligne horizontale avec le faisceau des lignes inclinées du diagramme.

19. — *Influence de l'espace nuisible et de la compression.* — L'espace nuisible est ordinairement donné par son rapport α au volume v_1 engendré par le piston ; nous supposerons que la compression est donnée par le rapport du volume engendré par le piston après la fermeture de l'échappement au volume v_1 ; soit γ ce rapport.

La puissance est donnée par la formule ci-dessous, qui s'établit facilement :

$$(2)\quad N=\frac{2\,n\,v_1}{60\times 75}\left\{p_0\left[\frac{1}{\delta}+\left(\alpha+\frac{1}{\delta}\right)l_n\frac{(1+\alpha)\,\delta}{1+\alpha\,\delta}\right]-p'\left[1-\gamma+(\alpha+\gamma)\,l_n\frac{\alpha+\gamma}{\alpha}\right]\right.$$

α descend rarement jusqu'à 0,02 dans les machines Corliss les plus perfectionnées, il est voisin de 0,05 dans les distributions par soupapes ou par tiroirs divisés, il s'élève à 0,10 environ pour le tiroir à coquille ordinaire à glace unique, et atteint de plus grandes valeurs pour les distributions à tiroirs cylindriques.

Le rapport γ dépend de la pression qu'on veut rétablir dans l'espace nuisible, et est par conséquent influencé par son volume ainsi que par la pression p'. Dans les machines sans condensation ou dans le petit cylindre des machines compound, on réalise quelquefois la compression complète ; il semble établi par l'expérience qu'une compression modérée vaut mieux au point de vue de l'économie (55).

Dans les cylindres à condensation, la compression s'exerce sur de la vapeur à pression très réduite et peut se prolonger sans relever très notablement la pression finale.

Dans la formule (2), le premier terme de la parenthèse est encore donné par une ligne droite passant par l'origine, puisque p_0 figure en coefficient, mais cette ligne est d'autant plus relevée, pour chaque valeur de δ, que α est plus grand ; en donnant différentes valeurs à α, chacune des lignes de l'abaque (fig. 45) sera remplacée par un faisceau secondaire : ainsi, pour $\delta = 6$ et $\alpha = 0,02$, on obtient la ligne en trait fort.

Le dernier terme représente la contre-pression moyenne, il varie avec α et γ ; si la compression commence au même point de la course, quelle que soit la pression initiale, le terme sera constant mais supérieur à p', les lignes AB et CD de l'abaque seront donc remplacées par des faisceaux de droites parallèles, correspondant chacune à une valeur de l'espace nuisible. Si, au lieu d'être constant, γ augmente avec la pression initiale, AB et CD seront remplacées, pour chaque valeur de α, par des courbes telles que $a' b'$, $c' d'$.

Comme on adopte le plus souvent un même réglage pour les diverses grandeurs d'un type donné de machine, il peut être très utile de construire un abaque complet d'après les principes que nous venons d'indiquer, l'influence des termes correctifs pouvant devenir très grande pour les fortes pressions, et les détentes prolongées.

Au lieu de procéder par le calcul et d'établir la formule (2), on préférera souvent tracer un diagramme des pressions, en représentant le volume v_1 inconnu par une longueur arbitraire, par exemple 10 ou 20 centimètres ; on en déduira par le planimètre la pression motrice moyenne qui remplace la parenthèse.

20. — *Coefficient de réduction du diagramme.* — Les formules (1) ou (2), quelquefois appelées formules théoriques, peuvent être appliquées à une machine quelconque dont on veut déduire la puissance par le calcul. D'autre part, une expérience à l'indicateur fait connaître, pour le même degré d'introduction, la même pression initiale et la même allure, la puissance effectivement développée ; en appelant T_i cette puissance, on trouve :

$$T_i = K N \tag{3}$$

K étant un coefficient généralement plus petit que l'unité. La valeur de ce coefficient n'est, en aucune manière, une mesure de la perfection de la machine au point de vue du rendement ; K est abaissé par les étranglements, l'avance à l'échappement, etc. Pour une première approximation, on pourra en général se servir de la formule (1) en donnant à p' et K les valeurs suivantes, qui supposent des machines à

espace nuisible réduit, sinon, ces valeurs devraient être augmentées pour la marche à faible introduction :

	p'	K
Machines à condensation à faible introduction, à distribution par déclanchement. . . .	1800	0,90
Machines à grande introduction.	2000	0,75
Machines sans condensation, à faible introduction	11400	0,85
Machines à forte introduction	12400	0,70

Il doit être bien entendu, au surplus, que ces valeurs sont affectées dans une notable mesure par le réglage de la distribution, et, pour les machines à condensation, par l'état d'entretien de la pompe à air et des bourrages, la température de l'injection, etc. Lorsqu'on applique le calcul à une machine en projet, il est prudent de ne pas adopter une valeur de K trop élevée, parce qu'il vaut mieux pécher par excès que par insuffisance de dimensions. Pour un type déterminé de machine, K ne varie que dans une mesure insignifiante, aussi, les constructeurs peuvent calculer à l'avance, avec une grande certitude, des tableaux complets donnant la puissance indiquée de leurs machines pour diverses dimensions, ainsi que pour des pressions et des rapports de détente variés.

La pression absolue à l'introduction se déduit de la pression des chaudières, dont il faut retrancher la perte provenant de la canalisation (4[e] fascicule, n° 117), perte que l'on évalue largement, en tenant compte du diamètre et de la longueur de la conduite.

Pour apprécier l'exactitude de la formule (2), nous avons calculé le coefficient K dont il faut l'affecter pour obtenir le travail indiqué, dans le cas d'un moteur monocylindrique à distribution Corliss (celui du laboratoire de Gand). Les caractéristiques de ce moteur sont :

Diamètre du cylindre.	250 mm.
— de la tige de piston, prolongée à travers le couvercle.	40 —
Course du piston	500 —
Coefficient α de l'espace nuisible	0,0383
Coefficient γ de la compression.	0,10

Dans ces expériences, le moteur fonctionnait à 100 tours par minute, vitesse

pour laquelle les lumières sont largement calculées ; aussi, la contre-pression au cylindre ne dépassait pas d'une manière appréciable celle du milieu (atmosphère ou condenseur), dans lequel se produisait l'échappement.

Nous avons obtenu pour la valeur K, dans les divers modes de fonctionnement :

	p_0	p' (1)	δ	K
Sans condensation, sans enveloppe . .	63089	10380	6, 18	0, 979
— à enveloppe . .	64615	10283	6, 44	0, 960
— — avec surchauffe de 47° au modérateur . .	70365	10300	5, 12	0, 855
A condensation, à enveloppe	63250	2000	6, 44	0, 997

21. — *Dimensions du cylindre.* — L'équation (1) ou, si l'on veut procéder plus exactement, l'équation (2), peuvent être résolues par rapport à v_1 lorsque l'on connait les autres quantités ; il faudra avoir soin au préalable d'affecter le second membre du coefficient de réduction K.

Il existe donc une infinité de cylindres de même volume répondant à la question, dont le diamètre pourrait être choisi arbitrairement. Lorsqu'on a égard aux phénomènes thermiques et à d'autres conditions qui seront exposées ci-après, la solution se précise.

1° Il existe un rapport de la course au diamètre qui réduit au minimum l'échange nuisible des parois ; ce rapport n'est pas celui qui donne au cylindre, couvercles compris, la surface minimum, à cause du rôle plus actif des surfaces du type couvercle (3e fascicule, n° 159) ; il conviendrait à ce point de vue d'adopter de longues courses, mais on se trouve alors devant des difficultés pratiques, notamment, celle de donner aux lumières une section suffisante sans exagérer la course des distributeurs du genre valve ou tiroir.

2° En diminuant le diamètre relativement à la course, on diminue l'importance de l'espace nuisible, qui, même dans les machines à compression finale, occasionne toujours une perte d'effet ; cette conclusion est surtout vraie lorsqu'en augmentant la longueur du cylindre, on

(1) La pression p' est celle du baromètre, ou celle relevée sur le condenseur.

n'augmente pas en même temps celle des canaux de distribution, c'est-à-dire dans les machines à obturateurs séparés.

3° Lorsque le nombre de tours est donné, la course détermine la vitesse maximum et la vitesse moyenne du piston ; celle-ci ne peut, à cause des forces d'inertie, dépasser une certaine limite.

4° Dans toutes les machines, surtout les machines verticales, le prix d'établissement augmente, pour le même volume de cylindre, avec le rapport de la course au diamètre.

Comme conclusion à ces considérations, si on appelle d le diamètre du piston, et l sa course, on adopte (1) :

$$\frac{l}{d} = 2 \text{ à } 2,5 \tag{4}$$

avec la condition que la vitesse moyenne du piston ne doit pas dépasser une certaine limite, que les progrès de la construction et surtout une plus grande légèreté des pièces, à résistance égale, ont constamment élevée ; on devra avoir dans les cas ordinaires :

$$\frac{2nl}{60} \leqq 3^{m},50 \tag{5}$$

Cette limite (28) pourra être plus élevée pour de très grands moteurs, et plus élevée encore pour des machines spéciales, telles que locomotives, machines de laminoirs, machines marines (Voir le tableau du n° 28).

Si le nombre de tours n est donné, on calculera v_1 par l'une des équations (1) ou (2) ; l'équation (4) achèvera de déterminer d et l, on vérifiera si l'équation (5) est satisfaite, sinon, on substituerait cette dernière relation à l'équation (4), à laquelle on devrait renoncer.

Si le nombre de tours n'est pas donné, on pourra toujours satisfaire aux deux équations (4) et (5).

Comme le prix des machines diminue avec le volume du cylindre, il y aurait intérêt, d'après les relations (1) ou (2), à augmenter le nombre de tours, mais l'équation (5) montre que la course devrait être de plus

(1) Pour les machines verticales et surtout pour les machines marines, les proportions sont très différentes.

en plus réduite, ce qui donnerait bientôt des cylindres de proportions défectueuses s'éloignant de la condition (4).

§ II

Forces d'inertie du mécanisme

22. — Les machines motrices sont généralement munies d'un volant qui maintient entre des limites aussi resserrées que l'on veut les variations de la vitesse angulaire (fascicule I, n°s 111 à 120) ; dans certains cas, le coefficient de régularité s'élève à 200 ou plus, et l'on pourrait pour cette raison considérer la vitesse angulaire comme constante ; mais certaines pièces du mécanisme, comme le piston, la tige, la crossette, les organes de la pompe à air, possèdent un mouvement rectiligne alternatif accompagné d'accélérations ; la bielle est animée d'un mouvement plus complexe.

Les forces d'inertie modifient la loi suivant laquelle se développe le couple moteur, elles ont également de l'influence sur la douceur de la marche, sur l'état de sollicitation des pièces mobiles, des bâtis et de leurs attaches. Il n'est nécessaire de prendre ces forces en considération que pour les vitesses assez grandes, mais comme celles-ci sont aujourd'hui de règle à peu près générale, nous ferons une analyse complète des effets de l'inertie, en mettant à profit les belles théories graphiques que M. *Massau* a fait connaître en 1890. Il est du reste facile d'obtenir une approximation en négligeant l'obliquité de bielle, mais cette approximation n'est pas toujours suffisante (1).

(1) On n'a commencé à se préoccuper des forces d'inertie qu'à une époque relativement récente ; d'après *D.-K. Clark* (*The Steam Engine* (1890), les premiers travaux sur cette question datent de *John Watt* (1839), *Mac Naught* (1845) et surtout *G.-H. Strype* (1863). *Ch.-T. Porter*, de Philadelphie, a contribué à développer la théorie, et a été le premier à en utiliser les résultats en rendant possible des vitesses inconnues avant lui ; les travaux du professeur *Radinger*, de Vienne (*Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit*, 3e édition, Vienne, Gérold), ont également éclairé la question. L'étude des accélérations de la bielle a fait l'objet de nombreux travaux, nous citerons : en France, ceux de *Résal*, *Nillus* (*Annales des Mines*, 9e série, t. I, p. 277) ; en Angleterre, ceux de *Fleeming Jenkin* (*Transactions of the R. S. of Edinburgh* 1877, p. 1, 1879, p. 703), cités par le professeur *Ewing* (*Minutes of Proceedings of C. E.*, vol.

23. — *Méthode de M. Massau.* — Soit (fig. 46) OB la manivelle de rayon r, AB la bielle, nous supposerons que la tige passe par le centre de l'arbre [l'auteur de la théorie a examiné un cas plus général, qui pourrait servir pour l'étude du moteur Westinghouse (11) ou du système Fleming et Ferguson (7)].

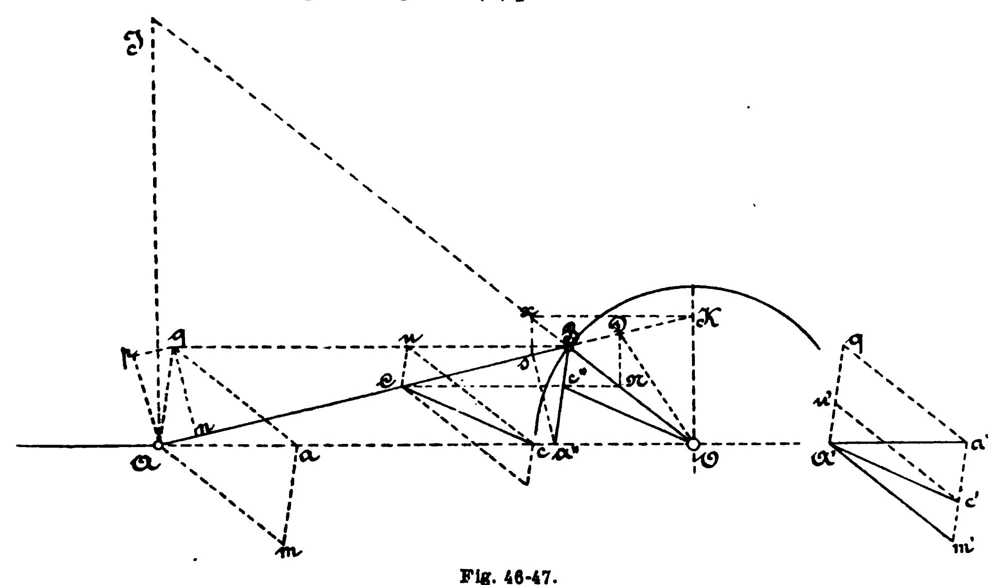


Fig. 46-47.

On démontre facilement, par la considération du centre instantané, que les vitesses des points A et B de la bielle sont données par $\omega \times$ OK $\omega \times$ OB, ω étant la vitesse angulaire de l'arbre et OK la perpendiculaire à OA menée jusqu'à l'intersection de la bielle prolongée. La vitesse d'un point intermédiaire C, est donnée par $\omega \times$ OD, le point D parta-

LXXXIII; p.254). M. *Massau* a traité la question d'une manière très générale et très complète par des procédés graphiques nouveaux (*Annales de l'Association des Ingénieurs de Gand*, 1890-91, t. XIV, p; 210 à 248). Le professeur *A.-C. Elliott* a donné (*Engineering* 1895, 1er sem., p. 587 et 711) un procédé de détermination des accélérations qui n'est autre chose que celui de Massau. L'accélération du piston avait déjà été déterminée graphiquement en Allemagne par *Mohr* ou par *Schadwill* (*Burmeister; Kinematik*, t. I) probablement vers 1879. (V. aussi *Engineering*, 1895-2-55, 1897-1-665, 1897-2-511, et l'application des méthodes précédentes à une bielle de machine marine, par le professeur *Dunkerley*, 1899-1-695). La dynamique de la bielle a été approfondie à une époque relativement récente au point de vue de l'équilibrage des machines marines comportant quatre manivelles au moins; voir l'ouvrage de *P.-H. Lorenz* (*Dynamik der Kurbelgetriebe*, 1901). Consulter aussi les mémoires de *M. Marbec* et de *M. Lelong* (*Annales de l'Association technique maritime*, 1892 et 1901).

geant K B comme le point C divise la bielle A B ; ce point D est du reste relié au point C par la construction CN, ND, indiquée sur la figure ; les lignes telles que O D sont en outre perpendiculaires aux vitesses des points correspondants.

Pour obtenir les accélérations des différents points de la bielle, on commence par supposer ω constant. L'accélération totale d'un point C de la bielle résulte de l'accélération normale et de l'accélération tangentielle de ce point.

Dans le mouvement de rotation uniforme autour de O, le point B possède l'accélération normale $\omega^2 r$, qui est aussi pour ce point l'accélération totale, et que nous pouvons, au facteur ω^2 près, représenter par BO.

Pour la position considérée, le mouvement du point A peut être obtenu par la translation du point B et par la rotation de AB autour de ce centre, cette rotation ayant la vitesse angulaire ω' qui est celle de la bielle autour du centre instantané I. Le mouvement de translation donne une accélération Am parallèle et égale à BO. La rotation autour de B donne une accélération normale dirigée de A vers B, ayant pour valeur :

$$\omega'^2 \times A\,B$$

et comme nous la divisons par ω^2, nous porterons :

$$A\,n = \frac{\omega'^2}{\omega^2} \times A\,B$$

Enfin, la vitesse ω' étant variable, le point A possède l'accélération tangentielle :

$$\frac{d\omega'}{dt} \times A\,B$$

en la divisant par ω^2, nous porterons suivant une direction perpendiculaire à AB :

$$A\,p = \frac{1}{\omega^2}\,\frac{d\omega'}{dt} \times A\,B$$

La résultante de An te Ap, ou Aq, représente l'accélération du

point A dans son mouvement de rotation autour de B, sauf le facteur ω^2, omis dans les composantes ; cette accélération est donc :

$$\omega^2 \times A q$$

Pour un point quelconque, tel que C, il suffira, pour avoir l'accélération correspondante du mouvement de rotation autour de B, de joindre Bq et de mener Cu parallèle à Aq, car chacune des composantes Ap, An étant proportionnelle à AB, les deux composantes de u sont proportionnelles à BC.

Il reste, pour obtenir les accélérations totales des points A, C, etc., à composer avec les longueurs Aq, Cu, etc., la longueur Am, représentant l'accélération de la translation empruntée au point B. Cette composition peut se faire sur un même tracé (fig. 47), autour du point A′, attendu que Am est constante en grandeur et direction pour tous les points de la bielle. On obtient ainsi, pour l'accélération du point A, la longueur A′a', pour celle du point C, la longueur A′c', etc. ; le point c' divise la droite $m'a'$ comme le point C divise la bielle BA. Le point A possède le mouvement rectiligne de la tige, dont l'articulation est guidée, A′a' doit donc être dirigée suivant AO. Il résulte également de la construction que tous les points tels que a c, etc., qui sont les extrémités des longueurs représentant les accélérations totales, se trouvent sur la même ligne droite AO.

On peut encore mener par O des lignes parallèles et égales aux accélérations totales trouvées, A'a', A'c', A'm', ce qui revient à mener la ligne Ba'' parallèle à $m'a'$, ou à reconstituer autour de O le faisceau des accélérations. On en conclut, lorsque la ligne Ba'' est connue, que l'accélération d'un point C quelconque s'obtient en menant Cc'' parallèle à AO, et en joignant Oc''.

Pour trouver le point a'', remarquons que si l'on projette sur la droite AB les accélérations totales des points A et B, elles ne différeront que par la valeur de la composante telle que An : cette différence s'obtient en projetant sur AB la droite a'' B qui joint les extrémités des accélérations totales des points A et B, ce qui donne Bs ; on doit donc avoir :

$$B s = A n$$

Or :

$$\mathrm{A}n = \frac{\omega'^2}{\omega^2} \times \mathrm{AB}$$

$$\frac{\omega'}{\omega} = \frac{\mathrm{BK}}{\mathrm{AB}}$$

d'où :

$$\mathrm{A}n = \frac{\overline{\mathrm{BK}}^2}{\mathrm{AB}}$$

Menons Kx parallèle à OA jusqu'à son intersection avec OB prolongé, et xs parallèle à OK, nous trouverons ainsi le point s, car, dans les triangles semblables BxK, BOA, on a :

$$\frac{\mathrm{BK}}{\mathrm{AB}} = \frac{\mathrm{B}x}{\mathrm{BO}}$$

et dans les triangles Bxs, BKO :

$$\frac{\mathrm{B}x}{\mathrm{BO}} = \frac{\mathrm{B}s}{\mathrm{BK}}$$

d'où :

$$\frac{\mathrm{BK}}{\mathrm{AB}} = \frac{\mathrm{B}s}{\mathrm{BK}}$$

et :

$$\mathrm{B}s = \frac{\overline{\mathrm{BK}}^2}{\mathrm{AB}} = \mathrm{A}n$$

Connaissant le point s, il suffit d'élever la perpendiculaire sa'' à BA pour trouver le point a''.

On a donc ainsi obtenu finalement l'accélération :

$$\omega^2\,\mathrm{O}c''$$

d'un point quelconque C de la bielle.

Lorsque ω est variable, il en résulte, pour le point B, une accélération tangentielle supplémentaire :

$$r\,\frac{d\omega}{dt}$$

et, pour tous les autres points de la bielle, une composante nouvelle qui s'ajoute géométriquement à celles déjà considérées pour un point quelconque. Si on appelle dv de l'accroissement élémentaire de vitesse résultant de l'accroissement de vitesse angulaire $d\omega$, l'accélération tangentielle du point C sur sa trajectoire aura augmenté de $\frac{dv}{dt}$, tandis que l'accélération normale n'aura pas changé (puisque la trajectoire reste la même et que la vitesse du point C, à l'instant t est celle qui résulte de la vitesse ω de l'arbre au même instant. La seule modification dont il faut tenir compte est donc l'accroissement $\frac{dv}{dt}$ de l'accélération tangentielle et en le considérant comme l'accélération due à la vitesse angulaire additionnelle :

$$\frac{d\omega}{dt}$$

Or, nous avons vu que la vitesse du point C est donnée par :

$$\omega \times \mathrm{OD}$$

l'accroissement de l'accélération tangentielle sera donc :

$$\frac{d\omega}{dt} \times \mathrm{OD}$$

et il est dirigé suivant la vitesse de C, donc il est perpendiculaire à OD ; pour le porter sur la figure, il ne faut pas perdre de vue que toutes les accélérations ont été divisées par ω^2.

Forces d'inertie. — Au moyen de la théorie précédente, on peut, quel que soit le mouvement uniforme ou varié de la manivelle, trouver l'accélération du pied de la bielle, et, par conséquent, la force d'inertie des pièces qui possèdent le même mouvement.

Il reste à déterminer la résultante des forces d'inertie de la bielle elle-même ; celle de la manivelle est facile à trouver, puisque cette pièce tourne autour d'un axe fixe [1].

(1) La manivelle, à cause de ses formes et aussi à cause de sa position en dehors de l'axe, donnerait lieu à une recherche qui n'intéresse que la résistance de l'arbre.

M. Massau utilise, pour trouver la résultante des forces d'inertie de la bielle, les propriétés des centres de percussion. La grandeur et la direction de la résultante sont connues, car on sait que cette résultante s'obtient en grandeur et direction en supposant toute la masse concentrée au centre de gravité G de la bielle (fig. 48) ; ce point possède, *lorsque* ω *est constant,* l'accélération :

$$\omega^2 \ O \ G''$$

La force d'inertie est :

$$M \ \omega^2 \ O \ G''$$

M étant la masse de la bielle.

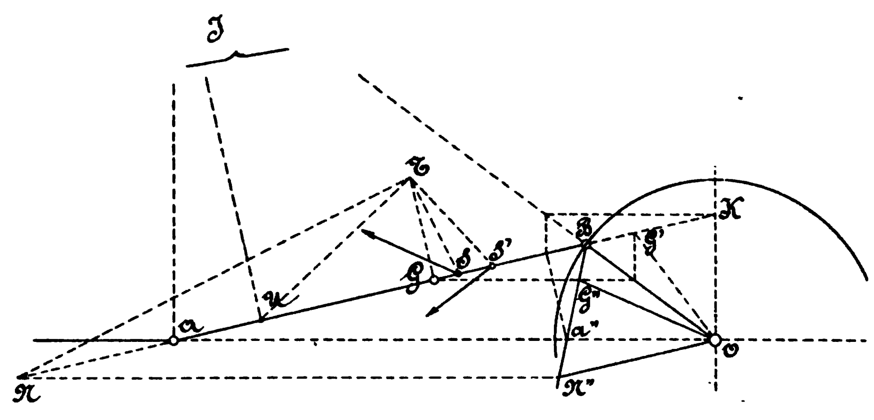


Fig. 48.

Il reste à trouver le point d'application de la résultante : menons ON″ parallèle à la direction de la bielle, ON″ représente l'accélération totale d'un point N, pour lequel elle est dirigée suivant la bielle elle-même. Or, le mouvement de la bielle peut s'obtenir au moyen d'une translation empruntée à N, et d'une rotation autour de ce point ; les forces d'inertie du mouvement de translation ont, d'après ce qui vient d'être dit, la direction AB, passant par G, les forces d'inertie du mouvement de rotation ont une résultante unique passant par le centre de percussion S, relatif à l'axe N, centre qui est situé sur l'axe géométrique

de la bielle. Les deux composantes de la force d'inertie passent donc par ce centre de percussion, lequel est à une distance du centre de gravité G représentée par :

$$\frac{R^2}{GN}$$

R étant le rayon de giration pour un axe passant par le centre de gravité.

On construit le point S en portant la perpendiculaire $GT = R$, et menant TS perpendiculaire à NT. La force d'inertie étant de sens contraire à l'accélération G″O, sera dirigée dans le sens de la flèche.

Pour tenir compte de la *variation* de ω, nous remarquerons que les forces d'inertie qui résultent de cette variation pour tous les points, ont également une résultante unique donnée en grandeur et direction par le mouvement du point G ; donc, d'après ce qui a été dit, par :

$$M \frac{d\omega}{dt} OG'$$

le point G′ étant choisi d'après la proportion :

$$\frac{KG'}{G'B} = \frac{AG}{GB}$$

Cette force est perpendiculaire à OG′, et passe par un certain point que nous allons trouver. Abaissons IU perpendiculaire à AB, le point U n'a qu'une simple translation suivant la bielle, translation accompagnée d'une force d'inertie qui coïncide avec AB ; tous les autres points sont en outre animés d'une rotation autour de U, et la résultante des forces d'inertie de ce mouvement de rotation passe par le centre de percussion S′ relatif à l'axe U. Les deux composantes de la force d'inertie supplémentaire passent donc par le point S′, c'est-à-dire que la résultante additionnelle cherchée passe elle-même par le point S′, ce qui achève de la déterminer.

24. — La connaissance des forces d'inertie dépend de ω ; récipro-

quement, dans un système donné, ω dépend de l'inertie des pièces. Le problème général qui se pose est le suivant :

Étant donnée la loi des forces motrices qui se développent sur le piston, ainsi que la composition du système, et les forces résistantes à vaincre, déterminer la loi du mouvement de rotation et l'état de sollicitation de chaque pièce.

On pourrait y arriver par l'équation des forces vives (1er fascicule, n° 118), dont on déduirait la valeur de ω en fonction du temps. Connaissant cette relation, on appliquerait les théories précédentes pour trouver l'état de sollicitation de la bielle et de la tige. Ce procédé est long, mais il est le seul praticable ; d'ailleurs, la loi des forces motrices tout au moins est donnée par une courbe d'indicateur plus ou moins irrégulière ; c'est donc un procédé par points qui doit conduire à la solution.

Comme les machines à grande vitesse de rotation sont celles pour lesquelles la considération des forces d'inertie présente de l'importance, et que le mouvement de l'arbre est toujours dans ce cas très rapproché du mouvement uniforme (1er fascicule, n° 112), nous pouvons supposer que ω est constant, et chercher la force à appliquer suivant la tige du piston, au pied même de la bielle, pour obtenir ce mouvement ; en ajoutant algébriquement cette force à celle qui provient de l'action de la vapeur sur le piston, combinée avec la force d'inertie du piston, de sa tige et de la croissette, nous obtiendrons un diagramme modifié qui pourra nous servir à trouver le couple moteur.

Suivant les cas, on peut pousser plus loin la simplification, et faire abstraction de l'inertie de la bielle pour ne tenir compte que de celle des pièces à mouvement rectiligne ; c'est ce qu'on fait le plus souvent, en ajoutant à ces pièces une partie du poids de la bielle.

25. — *Remarques.* — I. La construction est en défaut aux points morts ; mais pour ces positions, on calcule facilement l'accélération d'un point C quelconque de la bielle ; en effet, l'accélération du point A est dirigée suivant AO (fig. 46), et, comme elle résulte de l'accélération due à la translation empruntée au point B, qui, au point mort, est

dirigée suivant la tige, et des accélérations Ap et An, il faut que Ap soit nulle. Au point mort, An a pour valeur, après division par ω^2 :

$$\frac{\omega'^2}{\omega^2} \times AB$$

et comme :

$$\frac{\omega'^2}{\omega^2} = \frac{\overline{BK}}{AB^2} = \frac{r^2}{AB^2}$$

$$An = \frac{r^2}{AB}$$

L'accélération totale sera donc, pour le point mort d'arrière :

$$\omega^2 \left(r + \frac{r^2}{AB} \right)$$

ou, en désignant par b, la longueur de la bielle :

$$\omega^2 r \, \frac{b + r}{b}$$

et, pour le point mort d'avant, en tenant compte du sens de l'accélération de B :

$$\omega^2 r \, \frac{b - r}{b}$$

Lorsque l'on néglige l'obliquité de la bielle, les accélérations sont égales aux deux points morts, et ont pour valeur $\omega^2 r$.

Pour un point quelconque C, on aurait :

$$\omega^2 r \left(1 \pm BC \, \frac{r}{b^2} \right)$$

Les figures 49 et 50 donnent en ordonnées les valeurs de l'accélération de A pour les différentes positions du pied de la bielle portées en abscisses sur la droite $A_0 A_1$, qui représente la course du piston, la manivelle étant supposée à droite ; pour la figure 49, le rapport de la bielle à la manivelle est de 3,5 ; pour la figure 50, ce rapport est égal à 5 ; les lignes pointillées correspondent à une bielle infinie.

Le point où le diagramme coupe l'axe est celui pour lequel l'accélé-

ration du pied de la bielle est nulle ; la construction employée pour trouver le point a'' (fig. 46) montre que la position correspondante du point B est dans le premier quadrant, et que la bielle et la manivelle doivent faire un angle aigu (1).

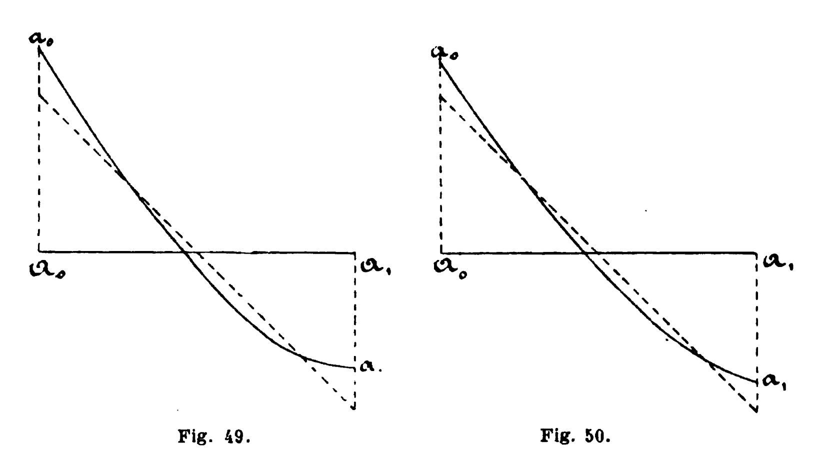


Fig. 49. Fig. 50.

II. La figure 51 est l'application, à une machine existante, des théories exposées précédemment. On s'est proposé de chercher l'effort à exercer constamment au pied de la bielle pour donner à la manivelle un mouvement uniforme, c'est-à-dire sans qu'il en résulte jamais un effort moteur ou résistant appliqué tangentiellement au bouton de la manivelle. Pour faire cette recherche, on a séparé la bielle de la tige, et on l'a considérée comme si elle fonctionnait seule.

Les données du système sont :

Rayon de la manivelle	0m,420
Longueur de la bielle	1 ,680

Il s'agit de la bielle, relativement courte, de la machine verticale

(1) On sait qu'on trouve facilement l'accélération du pied de la bielle par voie analytique (voir les traités de cinématique). Lorsqu'on s'arrête aux deux premiers termes de la série qui intervient dans son expression, l'accélération est, en fonction de l'angle α décrit par la manivelle depuis le point mort intérieur :

$$\omega^2 r \left(\cos \alpha + \frac{r}{b} \cos 2\alpha\right)$$

Cette formule suppose que la vitesse angulaire ω est constante; lorsqu'elle est variable on trouve une expression un peu plus compliquée.

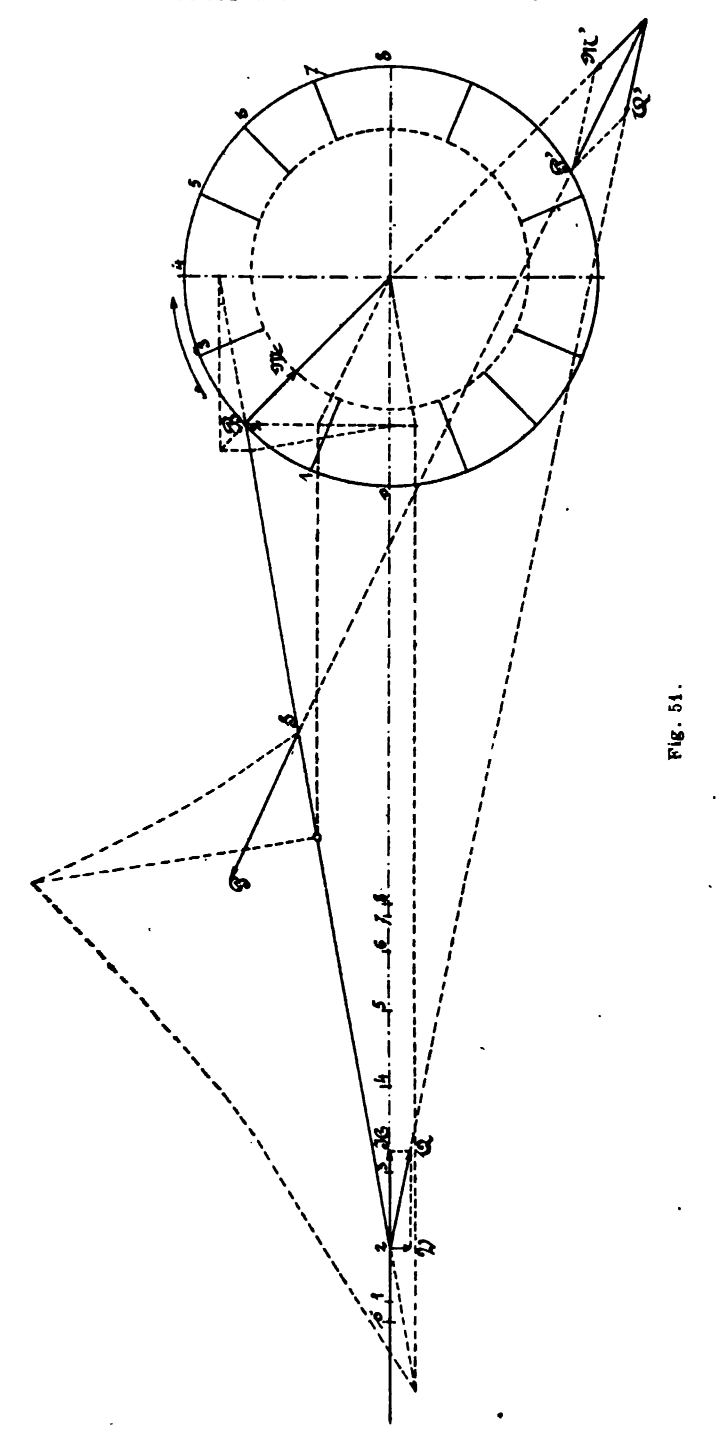


Fig. 51.

représentée figure 13. Le nombre de tours est de 90 par minute. Les poids qui participent au mouvement de translation du pied de la bielle

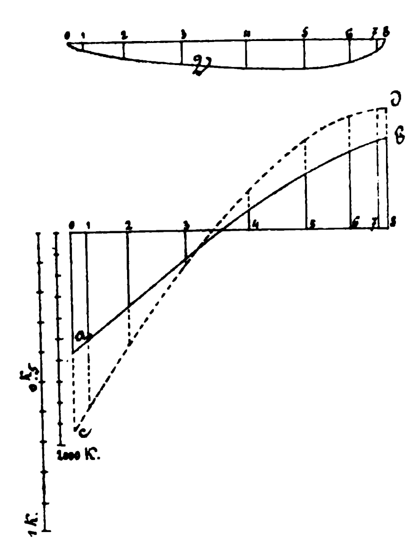


Fig. 52-53.

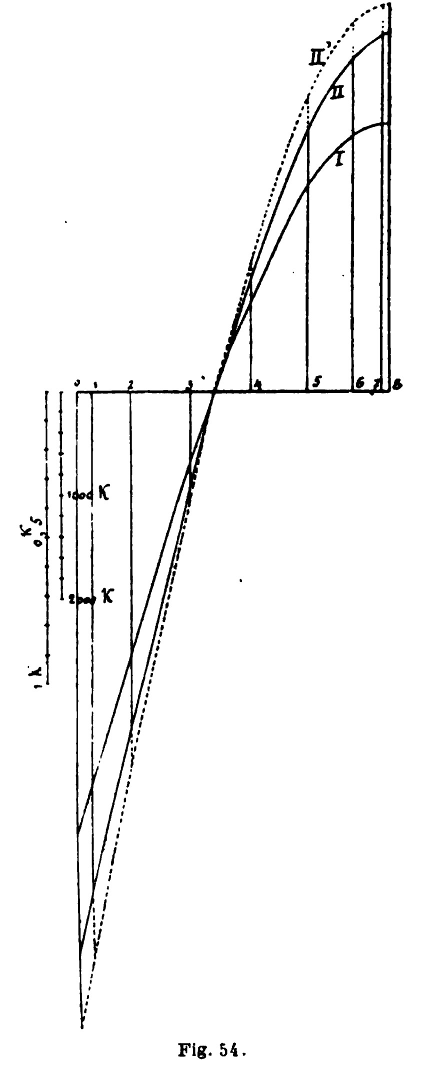


Fig. 54.

sont de 911 kilogrammes ; le poids de la bielle avec ses coussinets est de 395 kilogrammes ; le diamètre du piston est de $0^m,610$.

La seule simplification admise est de négliger l'effort statique dû au poids, et de supposer la bielle prismatique, ce qui place le centre de gravité au milieu de la longueur, et facilite le calcul du moment d'inertie, mais il n'y a aucune difficulté à opérer exactement s'il le fallait.

La figure 51 donne le tracé complet pour la position 2, choisie parmi 16 divisions égales de la trajectoire du bouton. La résultante des forces d'inertie sur la bielle est la force P appliquée au point S ; cette force,

prolongée jusqu'à son intersection avec la manivelle, donne les deux composantes M', Q' ; celle-ci est choisie de manière à passer par le pied de la bielle. Il faut donc, pour équilibrer la force d'inertie P, exercer la force M au point B, force produite par l'extension de la manivelle ; en outre, il faut, au pied de la bielle, exercer l'effort H suivant la tige, et guider l'articulation, le guide exerçant alors sur l'articulation la force V.

Les tensions s'exerçant sur la manivelle sont données, pour toutes les positions, par les portions de rayon comprises entre le cercle de la manivelle et la courbe en trait pointillé. Les composantes V sont représentées par les ordonnées de la courbe V (fig. 52), les abscisses représentant les positions de l'articulation ; ces forces ne sont données que pour un demi-tour, c'est-à-dire pour la marche directe ; dans la course rétrograde, elles agiraient vers le haut.

La composante H est donnée par la courbe *ab* de la figure 53 ; elle est portée vers le bas lorsqu'elle agit vers la droite, et *vice versa.*

La courbe *cd* est celle que l'on obtiendrait en supposant le poids de la bielle concentré au pied, et participant au mouvement alternatif de la tige.

La courbe I (fig. 54), donne la force à exercer sur la tige pour vaincre l'inertie des pièces à mouvement alternatif (piston, tige et crosse) ; la courbe II donne ces efforts totalisés avec ceux de la courbe *ab* ; enfin, la courbe II' serait obtenue en substituant la ligne *cd* à *ab*, ou en considérant globalement tous les poids comme concentrés sur la tige.

On voit que l'erreur due à cette dernière hypothèse n'est pas grande, elle le serait encore moins si, au lieu de compter en entier le poids de la bielle, on n'en prenait qu'une certaine fraction, environ les deux tiers.

L'échelle des efforts est indiquée de deux manières ; en kilogrammes, et en kilogrammes par centimètre carré de la surface du piston. Ces échelles sont faciles à obtenir après coup, et dans le tracé du diagramme il est inutile de se préoccuper des constantes.

La composante V ne donne que la réaction du guide due à l'inertie de la bielle, elle se modifie nécessairement lorsque l'on tient compte de l'inertie des autres pièces ainsi que de l'effort amené par la vapeur ; on trouve alors en général que la réaction du guide est dirigée de bas en

haut pour les deux courses, c'est-à-dire que l'effort V est trop faible pour faire changer de sens le portage des patins. Il peut cepandant y avoir des positions pour lesquelles la compression changerait le signe de l'effort de guidage vors les extrémités de la course (26), mais cet effort est alors très faible.

Enfin, nous négligeons le frottement des tourillons et des patins, mais il pourrait y avoir intérêt à en tenir compte (1er fascicule, n° 57).

III. — Pendant la période d'arrêt des machines, l'inertie du volant et de toutes les transmissions commandées entraîne la bielle et les organes à mouvement alternatif ; on peut se proposer de trouver la valeur de l'effort circonférentiel qui en résulte sur le bouton de la manivelle, effort tantôt moteur, et tantôt résistant, ainsi que la réaction sur les guides ; on trouvera nécessairement que celle-ci change de sens pendant la course. Ce problème ne présente pas de difficulté.

26. — *Couple moteur.* — La loi des efforts que la vapeur développe sur le piston dépend de la pression initiale, du rapport de détente, du degré plus ou moins grand de compression, du mode de marche avec ou sans condensation, et enfin, des forces d'inertie ; nous pouvons continuer l'hypothèse que la vitesse de rotation de l'arbre est constante, et chercher la loi suivant laquelle se développe le couple moteur. On ne devra pas s'attendre à déduire de cette recherche des conclusions très générales, vu le grand nombre d'éléments qui entrent en jeu, mais on devra voir dans ce qui suit un procédé de recherche applicable à chaque cas particulier.

Premier cas. — *Compression nulle.* — Le diagramme des pressions de la vapeur a, pour les deux courses, la forme représentée figure 55 ; celui des forces d'inertie rapportée à l'unité de surface du piston, est limité à la courbe I, I. En opérant comme il est expliqué dans le premier fascicule, n° 113, on obtient, suivant que l'on néglige les forces d'inertie ou qu'on en tient compte,

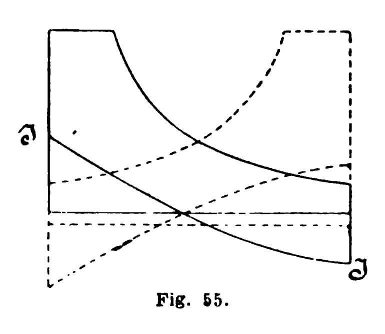


Fig. 55.

le diagramme des moments moteurs pour le tour entier (fig. 56). Les forces d'inertie exercent donc un effet régulateur, puisqu'elles limitent le couple maximum sans altérer le couple moyen. Toutefois, en augmentant la vitesse de rotation d'une machine donnée, on constate

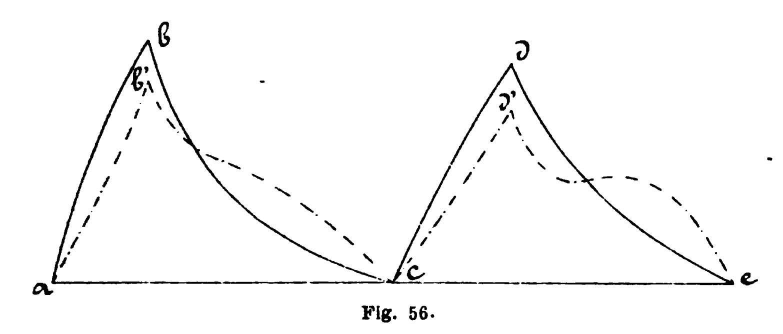


Fig. 56.

qu'au delà d'une certaine allure, l'effet des forces d'inertie est défavorable à la régularité.

On peut mettre le diagramme des moments moteurs sous la forme polaire, ce mode de représentation ne présente pas d'avantage particulier.

Deuxième cas. — Compression complète. — Pour obtenir l'effort dû à l'action de la vapeur sur le piston, il faut considérer ensemble la pression motrice sur l'une des faces et la pression résistante sur la face opposée, ce qui donne, pour la ligne des efforts, et en tenant compte du signe, la courbe ABCD, dont les ordonnées doivent être rapportées à l'axe XX (fig. 57). La combinaison de ces efforts avec ceux dus à l'inertie donne les efforts moteurs résultants, ils sont mesurés par les segments des lignes verticales compris entre les lignes ABCD et II ; ces efforts changent de sens à partir de l'intersection n, et il en est de même du couple moteur. La figure 58 se rapporte à la course rétrograde.

On constate que la pression transmise à la manivelle change de sens graduellement, en passant par une valeur nulle, circonstance propre à diminuer les chocs de tête de bielle (1). Au point mort, la traction

(1) Pour plus de développements sur cette question, on consultera utilement l'ouvrage cité de *Radinger* (note 1 du n° 22); voir aussi une étude de *R. Stribeck* (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1893, p. 10 et 547).

passe de la valeur ID à la valeur I'A', ces quantités peuvent différer sans qu'il en résulte d'inconvénients, parce qu'elles sont de même sens sur le bouton de la manivelle. La compression, indépendamment des autres raisons qui la motivent, est donc avantageuse à la douceur de marche.

Il existe, pour toute machine, une vitesse de rotation qui donne au couple moteur la loi la plus satisfaisante. Comme dans le premier cas, cette vitesse est d'autant plus grande que la pression initiale est plus élevée et que la détente est plus prolongée. Dans les deux cas, qu'il y

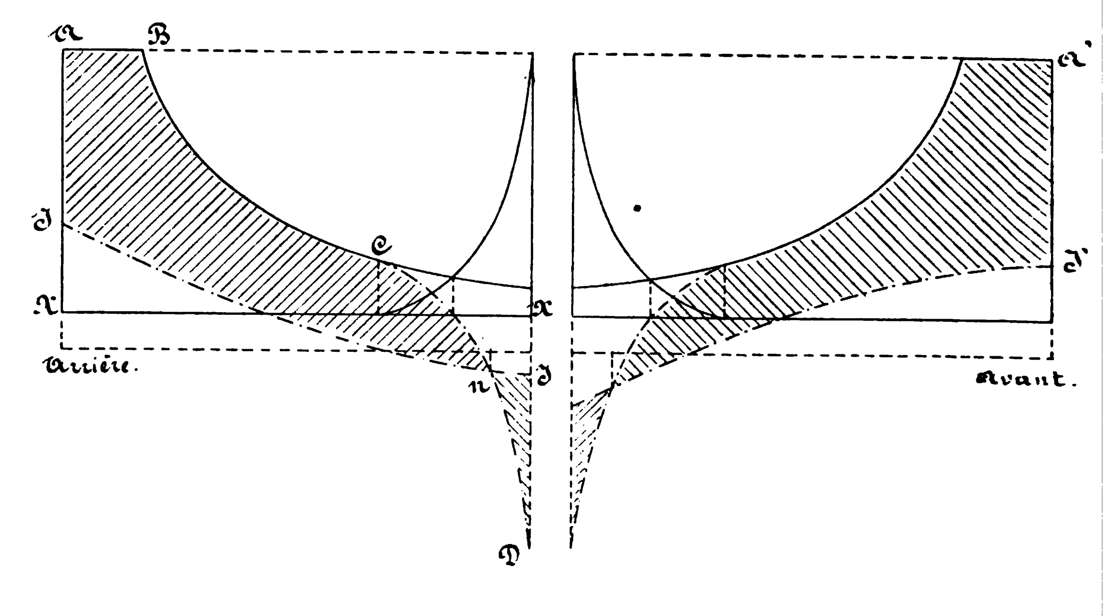


Fig. 57-58.

ait compression ou non, une vitesse trop grande aurait bientôt pour effet de donner au couple moteur une loi peu satisfaisante, la manivelle devrait faire effort, au commencement de la course, pour entraîner le piston, la pression de la vapeur étant insuffisante à vaincre les forces d'inertie, tandis que les efforts vers la fin de la course seraient exagérés et produiraient des pressions intenses sur les articulations.

27. — *Vitesse la plus avantageuse.* — Cette question peut être envisagée à différents points de vue : on peut chercher à réduire au minimum les dimensions du volant pour une régularité donnée, ou viser à réduire, soit l'effort maximum dans la tige, soit le couple maximum de torsion de l'arbre, soit la fatigue de l'arbre due à la fois à la flexion et à la torsion.

Quelle que soit la solution que l'on poursuive, elle serait donnée par une série de tâtonnements faciles.

L'étude n'est pas d'ordinaire abordée d'une manière aussi générale ; dans les types ordinaires de machines, on ne s'est pas d'abord préoccupé des forces d'inertie ; les vitesses devenant de plus en plus grandes, on a dû finir par en tenir compte, mais on se borne à vérifier si elles ne donnent pas au diagramme des forces motrices une allure trop défavorable, sans rechercher les meilleures conditions à remplir.

On peut se guider d'ailleurs sur quelques propriétés qui résultent de la similitude, et que nous allons signaler.

Pour tous les *mécanismes semblables*, c'est-à-dire dans lesquels le rapport de la longueur de bielle au rayon de la manivelle est constant, les accélérations de la bielle ont même direction pour les mêmes positions de la manivelle ; elles sont proportionnelles à $\omega^2 r$, et la force d'inertie est proportionnelle à $M\omega^2 r$, M étant la masse des pièces. Les vitesses de piston, pour des positions homologues, sont proportionnelles à ωr.

Si on suppose aux machines *la même vitesse de piston,* les forces d'inertie varieront comme le produit $M\omega$.

Supposons en outre que les bielles soient de même métal, et que la similitude s'étende à toutes les dimensions, même au diamètre du cylindre ; leur masse variera comme r^3, et le produit $M\omega$ sera proportionnel à r^2, puisque ω est en raison inverse de r.

La composante à appliquer à la tige suit la même proportionnalité, c'est-à-dire qu'elle varie comme r^2, ou comme la surface du piston ; cette composante peut donc être considérée comme due à une pression fictive tantôt résistante, tantôt motrice, agissant sur le piston et variable d'un point à l'autre, mais non avec les dimensions. En d'autres termes, si l'effet des forces d'inertie pour un angle déterminé de la manivelle

Tableau donnant les dimensions

Désignation des machines	Année	Type	Puissance chevaux	Pression atm.
Corliss, compound, Rice et Sargent . .	1898	vertical	1900	8.75
Borsig, triple expansion, deux groupes *tandem*	1900	—	2500	14
Willans, triple expansion, trois groupes. *tandem*	1900	—	2400	10
Tosi, triple expansion, deux groupes, *tandem*	1900	horizontal	1200	»
Sulzer, triple expansion, — —	1900	—	1500	11
Sulzer, tandem compound	1900	—	650	»
Sulzer, compound	1906	—	2500	11
Carels, tandem compound	1900	—	1000	10
De Ferranti, compound.	1900	vertical	1350	»
Dujardin, triple expansion, deux groupes, *tandem*	1900	horizontal	1700	11
Mather et Platt, compound Corliss . . .	1900	vertical	800	11
Van den Kerchove, tandem compound . .	1900	horizontal	1000	8.75
— double tandem compound.	1906	—	4000	9
Fives-Lille, compound Corliss.	1900	—	1000	»
Delaunay-Belleville, triple expansion, deux groupes *tandem*.	1900	vertical	1250	»
Société Alsacienne, compound Corliss . .	1900	—	1000	8
Société de construction de Prague, compound.	1900	horizontal	800	»
Cie Wallsend Slipway, triple expansion Corliss	1901	vertical	1400	13
Cie Wallsend Slipway, triple expansion Corliss	1905	—	6000	13
Allis-Corliss des tramways de Glasgow . .	1901	—	4000	10
Musgrave-Corliss — . .	1901	—	4000	10
Gutehoffsnungshutte, triple expansion . .	1902	—	3000	12
Coates, Corliss, triple expansion	1903	—	3000	12
Allis-Chalmers, compound Corliss. . . .	1904	»	5000	12
— compound mixte. . . .	»	»	8000	12
Westinghouse, Corliss compound. . . .	1904	vertical	2700	10
Sulzer, compound	1905	—	6000	11
Corliss de la société « Le Phénix », compound.	1907	horizontal	1500	8.75
Cie Filer et Stowell, compound d'alternateur.	1905	—	1500	»
Sulzer, triple expansion, deux groupes tandem	1903	—	6500	12.5

(1) Les deux cylindres attaquent la même manivelle.
(2) L'arbre porte deux manivelles, dont chacune est actionnée par un petit cylindre horizont
(3) Ces machines sont établies à Berlin, pour l'extension de la distribution électrique. La pu
cylindre. La même usine comprend des machines à peu près semblables de la Société de Gorlit

de quelques machines modernes

Diamètre des cylindres	Course des pistons	Tours par minute	Vitesse moyenne de piston	Observations
635 — 1.270	915	163	4.97	Vapeur surchauffée.
760 — 1.180 — 2 × 1.340	1200	90	3.60	Deux manivelles à 180°.
3 × 480 — 3 × 770 — 3 × 1.245	600	200	4.00	
525 — 825 — 2 × 975	1200	107	4.28	Surchauffe.
600 — 850 — 2 × 1.025	1500	85	4.25	à soupapes.
525 — 875	1100	100	3.67	
875 — 1.550	1500	83.3	4.17	à soupapes, manivelles à 108°.
660 — 1 050	1150	100	3.83	à soupapes.
711 — 1.346	610	167	3.40	Tiroirs à grille.
610 — 1.050 — 2 × 1.050	1640	72	3.94	
457 — 864	914	105	3.20	
630 — 1.090	1200	100	4.00	Obturateurs pistons-valves.
2 × 870 — 2 × 1.500	1500	85	4.25	— —
700 — 1.300	1400	79	3 68	
500 — 820 — 2 × 850	400	250	3.33	
800 — 1.350	1200	70	2.80	Manivelles à 180°.
370 — 600	700	150	3.50	
444 — 724 — 1.220	914	100	3.05	Surchauffe modérée.
940 — 1.499 — 2 × 1.829	1524	75	3.81	— —
1.067 — 2 × 1.575	1524	75	3 81	Trois manivelles à 120°.
1.067 — 2 × 1.524	1524	75	3.81	— — —
830 — 1.400 — 2.050	1200	94	3.76	
864 — 1.321 — 2 032	1372	75	3.43	Surchauffe modérée.
1.118 — 2.388	1524	75	3.81	Horizontal-vertical (1).
2 × 1.070 — 2 × 2.180	1524	75	3 81	Horizontal-vertical (2).
965 — 1 930	1372	83	3 79	
1.275 — 2 × 1 800	1300	83, 3	3 61	Trois manivelles à 120°.
835 — 1 400	1750	70	4.08	
813 — 1.626	1372	94	4.30	
1.030 — 1.525 — 2 × 1.850	1700	87	4.70	Vapeur surchauffée à 300° (3)

-t un grand cylindre vertical. Le calage est fait à 130°.
-nce de 6500 chevaux indiqués est le maximum, correspondant à l'admission de 0,50 au petit

est de réduire la pression effective sur le piston d'un certain nombre de kilogrammes par centimètre carré, cette réduction sera la même pour toutes les machines quelle que soit leur course, pourvu que la vitesse du piston soit la même, et que les bielles soient semblables.

La même remarque s'applique aux pièces à mouvement alternatif telles que le piston et sa tige.

On conçoit que la similitude ne saurait être rigoureuse ; le mode de construction et le taux de travail admis pour la matière ont de l'influence sur le poids des pièces ; mais en supposant ces facteurs les mêmes de part et d'autre, les règles de la construction des organes, règles basées sur la résistance élastique, ainsi que la résistance à l'échauffement et à l'usure, conduisent effectivement à la similitude lorsque la pression initiale est la même par unité de surface du piston (1).

Lorsque la pression s'élève à dimensions égales de cylindre, les sections transversales des tiges et des bielles augmentent un peu moins rapidement que la pression, il en est de même de leur poids et de la force d'inertie ; les machines à haute pression admettent d'ailleurs une vitesse linéaire de piston supérieure.

Les pièces à mouvement alternatif comprennent encore le piston de la pompe à air et ses organes de commande ; quelles que soient les dispositions adoptées, l'inertie de ces organes s'ajoute à celle des pièces déjà considérées, et elle suit la même loi, sous la réserve qu'il faut calculer les accélérations en tenant compte des liaisons.

28. — Les considérations développées ci-dessus justifient la règle adoptée au n° 21 et qui est exprimée par l'équation (5) ; on ne doit pas perdre de vue que, par l'allégement des pièces mobiles dû à l'emploi de métaux plus résistants et de formes spéciales (tiges creuses, bielles plates, pistons en acier coulé à âme simple, crosses évidées), il est possible d'augmenter la vitesse linéaire moyenne.

(1) Ce n'est pas ici le lieu de démontrer cette similitude, qui s'étend jusqu'aux pivots des articulations et aux crossettes, et qui n'a rien d'empirique ; elle est assez réelle pour que les dessinateurs habitués au tracé des machines à vapeur déterminent, pour ainsi dire au simple coup d'œil, certaines dimensions d'organes. Dans certains cas, on a pu se servir des mêmes plans pour deux machines de dimensions différentes, en altérant simplement l'échelle.

Le tableau (pages 78-79) renferme quelques données relatives à des machines de marche rapide, à l'exclusion des machines marines.

29. — *Poids des organes à mouvement alternatif.* — Pour une première étude, on pourra approximativement tenir compte, à l'avance, des forces d'inertie au moyen de formules qu'il est facile d'établir pour des types donnés de construction; on a, par exemple, pour le poids en kilogrammes des pièces à mouvement alternatif y compris la bielle :

$$P = 0{,}006 \text{ à } 0{,}010\, d^3$$

d étant le diamètre du piston en centimètres.

Cette formule convient pour des machines monocylindriques dans lesquelles la course est environ deux fois le diamètre; le coefficient doit être augmenté quand la pompe à air est commandée par la crosse ou par la tige du piston prolongée. Elle ne s'applique pas aux cylindres à basse pression des machines compound, pour lesquels elle donnerait des poids environ trois fois trop forts. Il y a d'ailleurs entre les systèmes de construction des pistons et des crosses de grandes divergences, on ne pourra donc trop compter sur les formules du genre de celle donnée ici.

30. — *Sollicitation du bâti.* — Lorsque l'on ne tient pas compte des forces d'inertie, et en supposant toutes les pièces dans le même plan, condition dont on se rapprocherait en amincissant, autant que

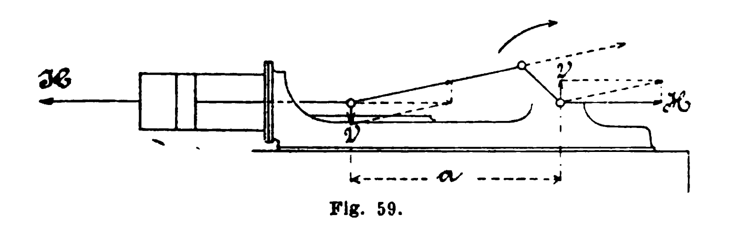


Fig. 59.

possible, la manivelle et la bielle dans le sens perpendiculaire au plan d'action, ou en faisant usage d'un coude ayant le même plan de symétrie que la bielle, on voit facilement que les seules forces sollicitant le

bâti se réduisent, pour la position représentée dans la figure 59 : 1° à une force d'extension H, égale à l'effort de la vapeur sur le fond du cylindre, agissant vers l'arrière et transmise par les attaches du cylindre; la réaction équilibrant cette force agit vers l'avant sur le palier de l'arbre moteur; 2° au couple Va, égal et de sens contraire à celui transmis à l'arbre moteur.

Pour la course rétrograde, le bâti est comprimé, mais le couple Va ne change pas de sens. Les bâtis doivent être constitués pour résister sans déformation appréciable à l'effort H, et ils doivent former avec la fondation un ensemble qui résiste, par son équilibre statique, au couple Va, lorsqu'il prend sa valeur maximum.

Il est facile de donner à la fondation un poids suffisant pour que l'application du couple Va ne détermine qu'un léger déplacement vers la gauche, de la résultante des réactions du sol, qui, lorsque la machine ne fonctionne pas, agit suivant la verticale passant par le centre de gravité du massif et de la machine. Lorsque la machine se meut, la réaction se déplace périodiquement. Ce raisonnement s'applique également aux machines verticales; pour ces dernières, l'assiette étant beaucoup plus réduite, le déplacement de la réaction modifie dans une plus forte mesure les pressions supportées par la base de la fondation. Cependant, on constate par l'examen des machines existantes que cet effet est peu considérable.

Pour les machines à grande vitesse, l'inertie des pièces modifie plus ou moins profondément l'état de sollicitation du bâti; c'est surtout pour les machines non directement assises sur une fondation qu'il peut être nécessaire d'étudier l'effet des forces d'inertie à ce point de vue : telles sont les locomotives et les machines marines. Quelques machines fixes spéciales, par les vitesses excessives qu'elles doivent prendre, nécessitent également des dispositions propres à soulager les attaches de leurs bâtis.

31. — *Effet des forces d'inertie sur le bâti.* — Les organes soumis à ces forces d'inertie sont :

I. Les pièces à mouvement alternatif;

II. La bielle;

III. Les pièces tournantes.

Les forces d'inertie dues à chacune de ces catégories de masses sont appliquées aux pièces mobiles, et équilibrées par des réactions exercées par les différents appuis que leur fournit le bâti; dans l'ensemble, ces réactions doivent se réduire à une résultante égale et opposée à la résultante des forces d'inertie, et à un couple égal et de sens contraire à celui qui est transmis à l'arbre (1).

Pour analyser l'action de ces forces, remarquons que, pour les deux premiers groupes, elles se réduisent : 1° à une force donnée par la courbe II de la figure 54, agissant sur le bâti suivant l'axe du cylindre, et dirigée vers l'arrière lorsque son ordonnée est négative, et *vice*

(1) Si ce raisonnement ne satisfaisait pas l'esprit, on pourrait prendre séparément les pièces de chaque groupe, et examiner en détail les réactions qui équilibrent leur force d'inertie. Ainsi, prenons le groupe I des pièces à mouvement alternatif; soit A leur force d'inertie, dirigée suivant l'axe de la tige et agissant vers l'arrière pour la position considérée, continuons à désigner par H l'effort statique de la vapeur. Négligeons pour le moment toute autre force. La poussée transmise par la tige devient H — A ; l'état de sollicitation se réduit donc (fig. 60) : 1° à la force A dirigée vers

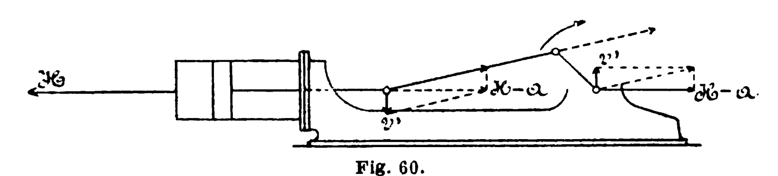


Fig. 60.

l'arrière, H — A étant équilibrée; 2° au couple des forces V', égal et de sens contraire au couple moteur.

Considérons maintenant la bielle séparément (fig. 61). Nous avons vu précédemment (23) qu'elle est soumise pendant la rotation à la force d'inertie P, ou à ses composantes

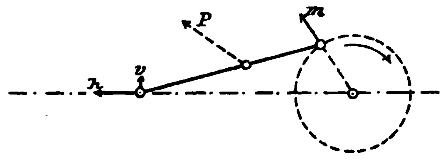


Fig. 61.

v, h, m; la composante *h* équilibre une partie de l'action de la vapeur sur le piston, l'effort transmis par la tige est donc H — *h*, qui détermine sur le palier une poussée égale en laissant le bâti sollicité par la force *h*; de plus l'effort H — *h* produira un couple moteur sur l'arbre et un couple égal et de sens inverse appliqué au bâti. En fin de compte, les forces à appliquer au bâti, en ne considérant que l'action de la vapeur et l'inertie de la bielle, sont : 1° *v, h, m,* dont la résultante est P, et 2° un couple égal et de sens contraire au couple moteur transmis à l'arbre.

Enfin, les pièces du groupe III ne donnent lieu à aucune difficulté.

versa; 2° à une force agissant suivant la manivelle, égale et contraire à celle donnée par les rayons vecteurs partiels analogues à BM dans la figure 51. Cette force est assimilable à une force centrifuge, sauf qu'elle est légèrement variable; elle est approximativement égale à la force centrifuge d'une masse égale au tiers de celle de la bielle, concentrée au bouton de la manivelle, lorsque la bielle est prismatique.

Quant aux masses tournantes, nous n'avons pas à considérer celles pour lesquelles l'axe de l'arbre est axe principal d'inertie, puisqu'elles ne donnent pas de réaction sur le bâti.

Il ne reste donc que les pièces excentriques analogues, par exemple, à la manivelle ou au coude sur lesquels agit la bielle motrice.

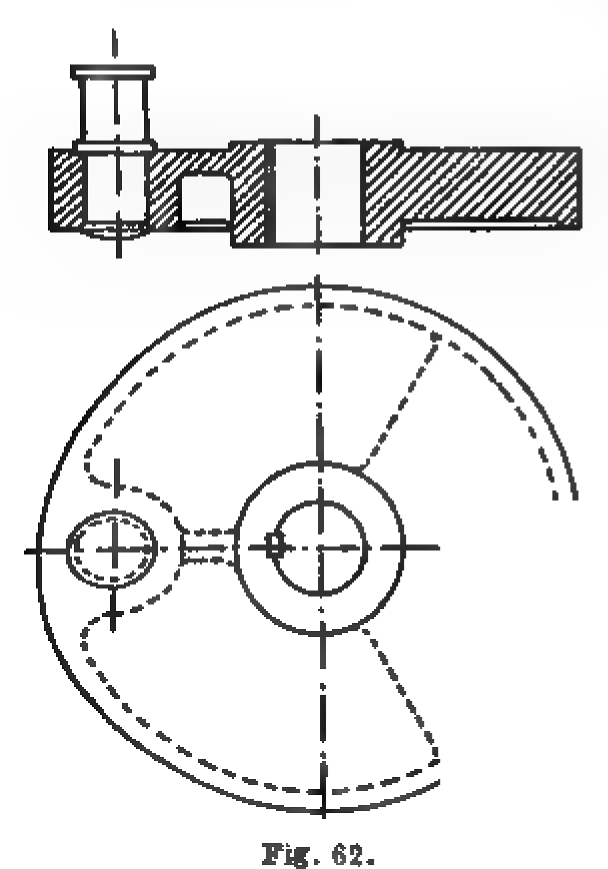
En résumé, les actions qui se développent sur le bâti, par suite de l'inertie, comprennent : 1° un effort longitudinal; 2° une force passant par le centre du palier principal, dirigée suivant la manivelle, et égale à la force centrifuge de cette pièce, augmentée de celle d'une masse à peu près égale au tiers de la bielle, placée au centre du bouton de la manivelle; 3° un couple égal au couple moteur transmis à l'arbre et de sens opposé à celui-ci; 4° la force représentée par w dans la figure 61.

32. — *Équilibrage des machines.* — On peut, par certaines dispositions, soustraire plus ou moins complètement le bâti à l'action des forces d'inertie qui viennent d'être énumérées; mais il est évident qu'on ne peut jamais annuler le moment qui provient du couple de torsion transmis à l'arbre, et dont il constitue la réaction.

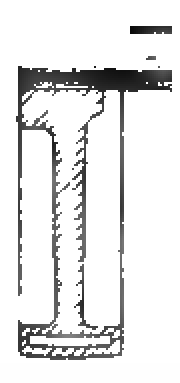
Premier moyen. — Le seul moyen parfait consisterait dans l'emploi de deux machines identiques et opposées (n° 12, fig. 23 et 25), pourvu toutefois que les axes des deux cylindres coïncident; cette condition est réalisée dans la figure 25, mais on voit, d'après les diagrammes (fig. 57 et 58), que les forces d'inertie ne sont pas égales pour deux positions opposées des manivelles lorsque les bielles sont situées du même côté de l'arbre. Au point de vue pratique, ces trois solutions sont cependant bien suffisantes, il en est de même du moteur de Collmann (16); on ne peut leur reprocher que leur complication. Il est à remarquer, du reste, que tous ces dispositifs équilibrent en même temps l'arbre au point de

vue statique, c'est-à-dire qu'ils font disparaître l'influence perturbatrice des poids mobiles, aussi bien dans les moteurs verticaux que dans les moteurs horizontaux [1].

Deuxième moyen. — On peut, au moyen de contrepoids tournants, placés à l'opposé de la manivelle, obtenir un équilibrage partiel dont on se contente souvent à cause de sa simplicité.


Fig. 62.

D'après ce qui a été dit au numéro précédent, on équilibrerait les forces appliquées au centre du palier en disposant à l'opposé de la manivelle un contrepoids capable de faire équilibre à cette pièce, au point de vue statique, et d'équilibrer en outre le tiers environ du poids de la bielle supposé appliqué au l manivelle.


Fig. 63.

Pour les petites machines horizontales, on fait usage du plateau manivelle en fonte ; on peut facilement laisser à cette pièce une surépaisseur opposée à la mani-

(1) Dans les machines à multiple expansion, les cylindres peuvent être assez nombreux pour donner des solutions suffisantes de l'équilibrage ; c'est surtout pour les machines marines qu'il y a lieu d'étudier le problème.
Les machines à trois cylindres du genre *Brotherhood* peuvent être étudiées facilement au moyen des théories du texte, les forces d'inertie longitudinales y sont assez bien équilibrées, mais l'arbre exigerait un fort contrepoids opposé à la manivelle

velle (fig. 62). Une disposition, évidemment meilleure, consiste à employer un double plateau, comme dans les machines *Straight-line* (fig. 63).

Lorsque l'arbre est coudé, les joues du coude peuvent être prolongées et élargies, ou bien on peut faire usage de contrepoids rapportés : la figure 64 représente l'un des coudes armés de contrepoids du moteur vertical des figures 13 et 14.

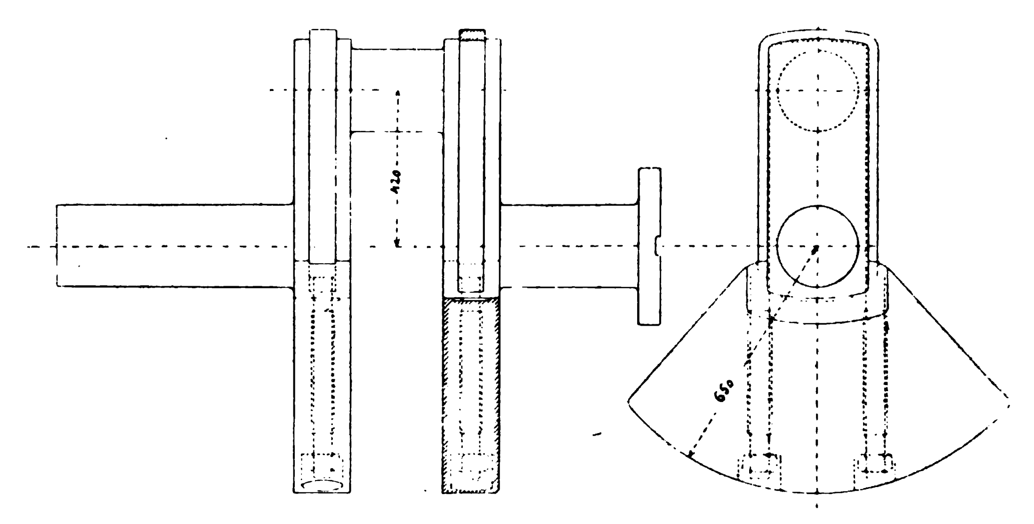


Fig. 64.

On peut donner plus d'importance aux contrepoids, et l'on arriverait ainsi, par la composante de leur force centrifuge dirigée suivant l'axe du cylindre, à équilibrer à peu près exactement l'effort indiqué au 1° du numéro précédent. Mais la composante de la force centrifuge normale à cette direction constituerait une fatigue nouvelle. Si, pour le but que l'on a en vue, cette composante a moins d'inconvénients que la force d'inertie longitudinale, il pourra y avoir intérêt à donner aux contrepoids de manivelles une grande importance, mais on ne devra pas perdre de vue que la composante transversale que l'on fait naître fatigue alternativement le palier et son chapeau.

On a pu, par ce moyen, faire fonctionner à très grande vitesse des machines horizontales dont le bâti, au lieu d'être attaché, reposait sur

des galets ; le bâti était assez lourd pour ne pas se soulever lorsque les contrepoids passaient dans leur position culminante (1).

Dans les machines locomotives on fait souvent usage de contrepoids d'équilibre, mais sans atteindre la limite nécessaire pour équilibrer l'effort longitudinal, parce que la composante verticale de la force centrifuge, lorsqu'elle agit vers le haut, déchargerait la roue correspondante d'une manière dangereuse (6e fascicule).

Pour les machines verticales autres que celles comprenant deux ou plusieurs coudes symétriquement répartis autour de l'arbre, les contrepoids de manivelles ont une fonction différente : ils servent à équilibrer au point de vue statique une partie du poids des pièces, et à donner au moment moteur une valeur plus régulière dans le tour. Lorsque les machines sont à très grande vitesse de rotation, ce qui rend le volant plus efficace, on préfère, à moins qu'il ne s'agisse de moteurs devant démarrer dans toutes les positions, opposer les coudes l'un à l'autre, ce qui procure les avantages développés à propos du *premier moyen*.

(1) La tenue des machines sur leur fondation ne donne lieu ordinairement à aucune difficulté, même pour les machines horizontales dépourvues de contrepoids de manivelle. Nous avons cependant rencontré un cas d'exception assez curieux dans lequel la fondation, constituée par un bloc de maçonnerie, était portée sur de longs pilotis traversant une couche de tourbe. Le moteur compound horizontal actionnait une grosse pompe centrifuge, l'arbre était à deux coudes placés à angle droit et les forces d'inertie horizontales donnaient donc une résultante de translation et un couple alternatif; sous leur influence, la fondation et le bâtiment, qui étaient d'ailleurs solidaires, prenaient un mouvement oscillatoire complexe, qui disparaissait complètement en hiver par la congélation du sol.

Un cas analogue et même identique a fait l'objet d'une étude présentée par D. S. Jacobus à la Société américaine des Ingénieurs mécaniciens (*Engg.* 1905-2-362). Trois machines horizontales compound de 1.500 à 2.000 chevaux étaient établies sur une même plate-forme, ainsi que les bâtiments, et une cheminée en briques de 90 mètres de hauteur. Tout cet ensemble prenait une oscillation horizontale lorsque les machines avaient leur allure de 94 tours par minute. Le remède a été trouvé dans l'application de contrepoids particulièrement forts, tant aux manivelles qu'aux volants.

§ III

Machines de Woolf (1).

33. — *Dispositifs divers de ces machines.* — Le système de Woolf consiste dans l'emploi de deux cylindres successifs ; la vapeur admise à la pression de la chaudière dans le petit cylindre pendant une fraction de la course y commence sa détente, puis elle est refoulée dans le grand cylindre, et son volume augmente jusqu'à la fin de la course du grand piston ; enfin, elle est évacuée au condenseur. Les deux cylindres, dans

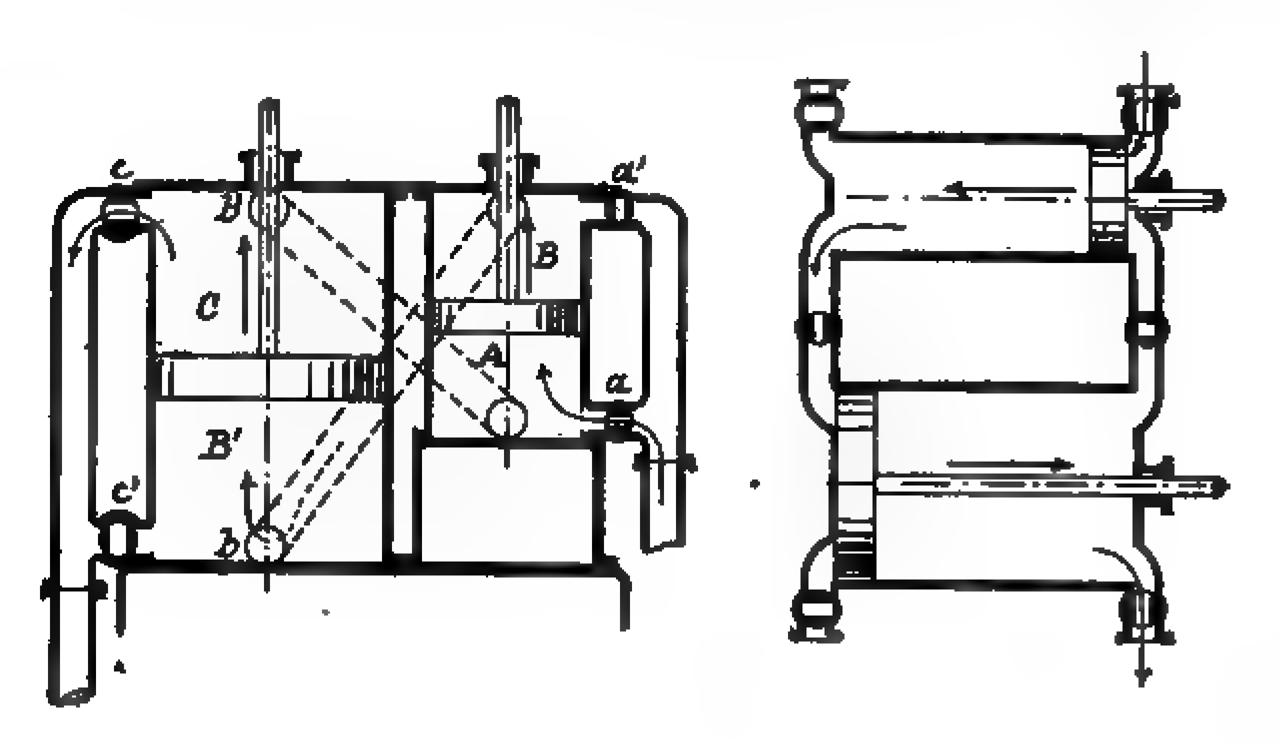


Fig. 65. Fig. 66. Fig. 67.

les machines primitives, étaient toujours disposés sur le même bras du balancier (fig. 65) ; ainsi, la vapeur venant de la chaudière est admise en A, celle qui a été admise sur la face supérieure du petit piston pendant la course précédente se transvase du petit vers le grand cylindre et occupe le volume B + B' ; la vapeur qui se trouve en C sur la face supérieure du grand piston, s'échappe au condenseur. A la course sui-

(1) Voir la notice historique (n° 2) et le rapport de M. *Mallet* au Congrès de mécanique appliquée de Paris, en 1889 (*Revue technique de l'Exposition de* 1889, 6e partie, tome II, p. 7).

vante, les mêmes opérations se produisent sur les faces opposées des pistons.

Ce mode de fonctionnement admet d'autres dispositions, notamment celles de la figure 66, avec manivelles opposées, ou de la figure 67 avec une seule manivelle. Les conduits et les organes de la distribution sont disposés de manière à ce que l'admission au grand cylindre ait lieu pendant toute la course, c'est-à-dire aussi longtemps que dure l'évacuation du petit cylindre ; dans ces conditions, le volume du conduit qui forme le passage d'un cylindre à l'autre pourrait être fort réduit, et nous supposerons qu'il est nul (1).

34. — *Partage du travail entre les deux cylindres.* — Dans la figure 65, le mouvement des pistons est supposé parallèle ; l'admission au petit cylindre se fait par les obturateurs a, a', l'évacuation au grand cylindre par les obturateurs b, b' ; l'échappement est réglé par les valves c, c' ; pendant la course ascendante les obturateurs b et c sont ouverts d'une manière permanente, sauf, éventuellement, une certaine avance à la fermeture nécessitée par les compressions, et dont nous ferons abstraction. L'obturateur a est ouvert pendant une fraction de la course du petit piston.

Suivons la vapeur admise sur la face supérieure du petit piston par l'obturateur a' ; portons en ordonnée la pression absolue p_0, en abscisse le volume introduit (fig. 68) ; MN est la loi de détente jusqu'à la fin de la course, et la vapeur occupe à ce moment le volume v_1 du petit cylindre.

Pendant la course rétrograde, l'obturateur b est ouvert, et la détente se continue entre les deux pistons, la vapeur passe ainsi du volume v_1 au volume du grand cylindre V_1 en exerçant des pressions qui diminuent suivant la loi NP. L'espace nuisible étant supposé nul au grand cylindre

(1) Ces différents points caractérisent le système Woolf, tandis que l'interposition entre les deux cylindres d'un réservoir plus ou moins volumineux permettrait de n'admettre la vapeur au grand cylindre que pendant une fraction de la course, ce réservoir emmagasinant la vapeur que le petit piston continue à refouler après que l'introduction au grand cylindre est fermée.

On peut supposer que le volume des conduits de communication soit assez grand pour jouer jusqu'à un certain point le rôle de réservoir, et réduire le degré d'introduction au grand cylindre ; on passe ainsi graduellement aux machines *compound*, qui font l'objet du paragraphe IV.

ainsi que le volume du conduit, la courbe **NP** est le prolongement de **MN**.

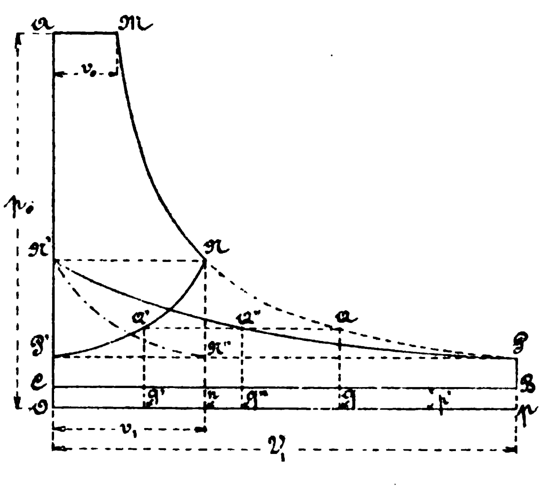


Fig. 68.

Pour une fraction quelconque $\frac{1}{k}$ de la course des deux pistons, le volume compris entre les pistons est :

$$v_1\left(1 - \frac{1}{k}\right) + \frac{1}{k}\,V_1$$

ou :

$$v_1 + \frac{1}{k}\,(V_1 - v_1)$$

On peut donc trouver la pression correspondante en prenant :

$$n\,q = \frac{1}{k} \times n\,p$$

et en menant l'ordonnée du point q.

Cette pression est motrice pour le grand piston et résistante pour l'autre. Le diagramme des pressions pendant la course ascendante du petit piston sera donc la ligne NP′, dont on construira les points de la manière suivante : on prendra à partir de n, $nq' = \frac{1}{k} \times On$, et l'ordonnée $q'Q' = qQ$.

Le diagramme sur la surface supérieure du petit piston pour un tour sera AMNP′, en supposant qu'il n'y ait pas de compression finale.

Pour le grand piston, la loi des pressions motrices s'obtiendra en construisant N P de la manière suivante : on prendra $Oq'' = \frac{1}{k} V_1$, l'ordonnée correspondante est celle du point Q.

Enfin, pendant la course descendante du grand piston, l'écoulement a lieu à la pression p' de l'échappement ; le diagramme est donc N′PBC. Cette figure est équivalente à P′NPBC. On peut déduire de ce qui précède la propriété suivante :

Le travail développé par les deux cylindres est le même que celui de la machine monocylindrique ayant le grand cylindre de la machine de Woolf, et admettant le même volume de vapeur que le petit cylindre de cette machine, et à la même pression.

Cette propriété n'est du reste qu'approximative et ne doit pas être étendue aux rendements thermiques des machines comparées, car l'effet de la détente fractionnée entre deux cylindres est de diminuer la condensation initiale, c'est-à-dire l'effet nuisible de la paroi ; par conséquent, à un même volume apparent admis, c'est-à-dire accusé par le diagramme, correspond une moindre dépense.

Le calcul du grand cylindre d'une machine de Woolf se fait donc d'après les mêmes règles que celui d'une machine monocylindrique ; δ représente la détente totale, c'est-à-dire le rapport du grand cylindre V_1, au volume d'admission du petit cylindre, v_0 ; on a :

$$\delta = \frac{V_1}{v_0} = \frac{V_1}{v_1} \frac{v_1}{v_0}$$

ou, en appelant m le rapport des volumes des deux cylindres et n le rapport de détente réalisé dans le petit cylindre :

$$\delta = m\, n$$

Le choix de m ou de v_1 est arbitraire, mais la valeur de n en résulte ; il est clair du reste que n est supérieur à l'unité, sinon la détente se ferait entièrement dans le grand cylindre, le petit ne constituerait qu'un réservoir où la vapeur passerait inutilement sans se transformer.

Pareillement n doit être inférieur à δ, sinon m serait égal à l'unité ; les deux cylindres seraient égaux, toute la détente s'opérerait dans le premier cylindre, et le passage dans le second ne serait qu'un transvasement inutile.

On peut déterminer n, et par conséquent v_1, de manière à rendre égaux les travaux accomplis par les cylindres, c'est-à-dire déplacer le point N sur la courbe de détente de manière à rendre égales les surfaces AMNP', P'NPBC; ou encore, faire :

$$AMNP' = \frac{1}{2} AMPBC$$

En supposant aux deux pistons la même course, les volumes V_1 v_1 sont dans le même rapport que les sections des pistons S et s, on a ainsi :

$$m = \frac{S}{s}$$

L'effort sur la tige du petit piston varie entre les limites :

$$s \times AN' \quad \text{et} \quad s \times NN''$$

L'effort sur la tige du grand piston varie de même entre les valeurs :

$$S \times CN' \quad \text{et} \quad S \times PB$$

En additionnant les efforts sur les tiges, on obtient à l'instant initial :

$$E_0 = s \times AN' + S \times CN'$$

et à l'instant final :

$$E_1 = s \times NN'' + S \times PB$$

Tandis qu'on aurait, pour la machine monocylindrique, à l'instant initial :

$S \times AC$ ou $S\,(AN' + CN')$ valeur plus grande que E_0

et à l'instant final :

$S \times PB$, valeur plus petite que E_1

En construisant, d'une part, le diagramme des efforts exercés sur les deux tiges de la machine Woolf, d'autre part, celui des efforts exercés sur la tige unique de la machine monocylindrique, on a, aux divers instants de la course, les courbes de la figure 69. On peut tirer de là cette conclusion :

Le couple moteur, abstraction faite des forces d'inertie, varie moins dans la machine de Woolf que dans la machine monocylindrique.

Cette propriété est mise à profit dans la commande des pompes à action directe, c'est-à-dire sans volant (7° fasc.).

Fig. 69.

Le rapport des cylindres peut encore être déterminé de manière à rendre égaux les efforts initiaux sur les tiges des deux pistons, c'est-à-dire à réaliser la condition :

$$s \times AN' = S \times CN'$$

Cette considération a eu son importance lorsque les tiges étaient attelées à une même crosse, mais on a renoncé à ce dispositif, parce qu'il est impossible d'égaliser les efforts pour toutes les positions.

On peut réduire les abscisses du diagramme N′ P B C dans le rapport *m*, ce diagramme vient alors coïncider avec N P′ C *n* (la figure ainsi obtenue doit évidemment être mesurée à une autre échelle).

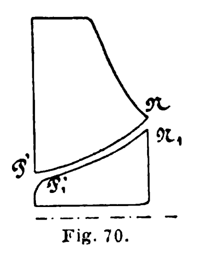


Fig. 70.

Lorsque l'on dispose ainsi les figures déduites des courbes d'indicateur préalablement transformées de manière à ce que les pressions y soient représentées à la même échelle, et que les volumes engendrés par les pistons y soient représentés par la même longueur, on obtient la figure 70; la chute de pression entre les lignes N P′, N_1 P'_1 est due aux pertes de charge entre les deux cylindres (1).

(1) Cette modification altère donc la propriété établie précédemment, c'est-à-dire que la machine de Woolf devra avoir un volume apparent d'admission supérieur à celui de la machine monocylindrique qui fait le même travail. On voit combien seraient

35. — Au point de vue de l'effet des parois, on peut remarquer que, dans le petit cylindre, la température varie entre celle de l'admission, et celle de la vapeur totalement détendue (point P'); au grand cylindre, la chute de température est celle qui existe entre le point N et le condenseur.

Dans une machine de Woolf à détente complète, le point P coïnciderait avec B, et le point P' avec C; la chute de température au petit cylindre serait donc la même que dans la machine monocylindrique, avec cette différence que, d'une part, les surfaces actives sont plus petites, et que d'autre part, la pression du condenseur n'existerait que pendant un instant très court dans le petit cylindre.

En diminuant le volume du petit cylindre, on diminue ses surfaces internes, et en même temps l'action de paroi; par contre, on augmente la chute de température au grand cylindre. Il est évident qu'il existe une valeur de *m* qui rend minimum l'action nuisible totale, mais il serait extrêmement difficile, dans l'état actuel de nos connaissances, de déterminer cette valeur par le calcul.

Le système de Woolf a été longtemps en vogue pour les machines à balancier; la disposition des cylindres parallèles, attaquant deux points dirigeants du parallélogramme, était rationnelle et très constructive, mais la machine à réservoir intermédiaire présente l'avantage d'une chute de température plus réduite au petit cylindre, toutes choses égales d'ailleurs, comme nous le verrons dans le paragraphe suivant, et elle a entièrement supplanté le système Woolf.

§ IV

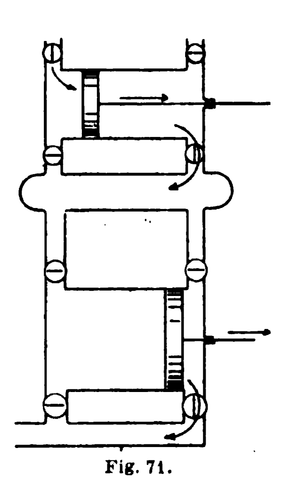
Machines compound (1)

36. — *Dispositions principales des machines compound.* — Ces machines sont caractérisées par l'existence d'un réservoir intermédiaire

fausses les conclusions à tirer de cette théorie au point de vue thermique, puisqu'on aurait ainsi établi que la machine Woolf a un rendement inférieur, alors que le contraire est vrai.

(1) La machine *compound* (composée) a été inventée vers 1834, par *Gérard Maurice Roentgen*, fondateur des chantiers de Feyenoord, près Rotterdam (*Mémoires de l'Institut royal des Ingénieurs néerlandais*, mai 1892, et *Zeitschrift des V. D. I.*, 1892,

plus ou moins volumineux (*receiver*) (fig. 71), qui permet de ne pas faire coïncider la période d'admission du cylindre à basse pression avec la période d'échappement du cylindre à haute pression ; dès lors, il n'est plus nécessaire d'admettre la vapeur au grand cylindre pendant toute la course. Une autre conséquence importante découle de l'emploi du réservoir : c'est que la marche des pistons ne doit plus être nécessairement concordante, mais que leurs bielles peuvent commander des manivelles calées sous un angle quelconque. Le type le plus répandu comporte des manivelles à angle droit, les cylindres sont alors disposés parallèlement, le volant étant entre les deux bâtis ; ce type est identique dans ses dispositions générales à la machine conjuguée, sauf que le fonctionnement de la vapeur est différent, et que les cylindres n'ont pas le même diamètre. Lorsque le volant n'est pas placé entre les cylindres, le réservoir sert ordinairement à entretoiser ces pièces qui sont alors très rapprochées. (Voir fig. 15 et 15 *bis*.)


Fig. 71.

En disposant les manivelles à angle droit, on obtient, pour l'ensemble des deux manivelles, un moment moteur qui ne s'annule pour aucune position de l'arbre, circonstance favorable à la régularité. Le calage à angle droit n'est pas toujours le plus favorable à ce point de vue, une étude détaillée de chaque cas permet de trouver l'angle le meilleur. (Voir le tableau du n° 28.)

Pour les emplacements réduits en largeur, les deux cylindres sont disposés en tandem (fig. 72) ; les pistons sont sur une même tige ; il y a donc une seule bielle motrice, et, bien que le moment moteur soit plus régulier que dans les machines monocylindriques, les deux points morts subsistent.

p.941, 978. — 1893, p. 282, notice très complète de *Brückmann* ; elle a été ensuite répandue en Alsace. Ce n'est que beaucoup plus tard, vers 1860, qu'elle a été appliquée d'une manière définitive à la navigation par Benjamin Normand, en France, et par John Elder, en Angleterre. (Rapport de M. Mallet au Congrès de mécanique appliquée de Paris.) En 1878, le système compound était encore exceptionnel pour les machines fixes.

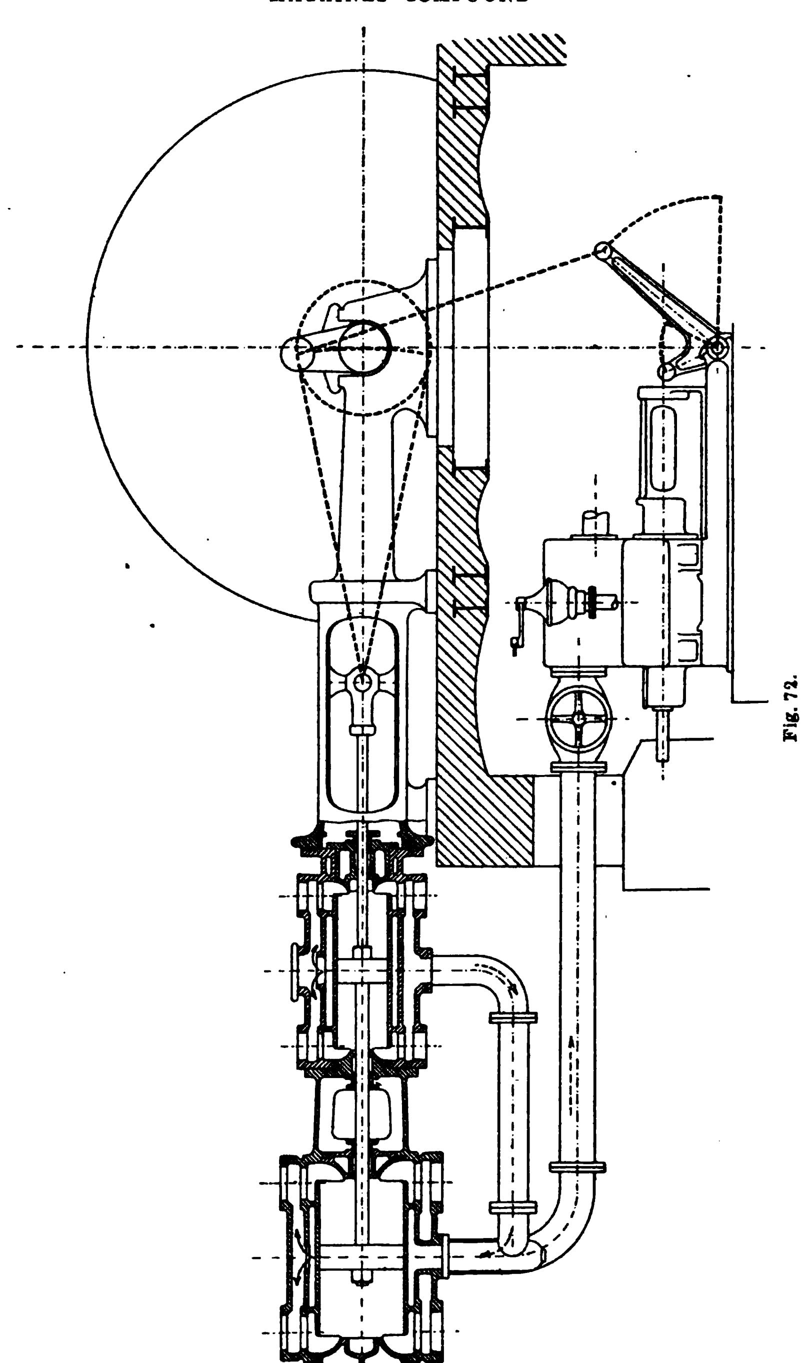


Fig. 72.

Dans la figure 72, le grand cylindre est placé à l'arrière, c'est le plus souvent la disposition inverse qui est adoptée aujourd'hui, c'est-à-dire que le grand cylindre est directement attaché au bâti ; l'entretoise en forme de manchon interposée entre les cylindres est parfois formée de deux pièces avec joints boulonnés dans le plan diamétral ; on peut, en la démontant, avoir un accès facile au couvercle du grand cylindre et retirer le grand piston.

La machine *tandem* est fréquemment employée aujourd'hui par les électriciens, elle a un arbre plus court et qui peut être plus rigide, condition qui permet de réduire l'entre-fer ; elle facilite également l'accès de la partie électrique ; pour les alternateurs, elle permet de commander l'excitatrice par l'extrémité libre de l'arbre. On obtient les mêmes avantages, mais avec une construction plus coûteuse, en disposant l'un des cylindres horizontalement et l'autre verticalement, et en les faisant agir sur la même manivelle. Ce type a été employé par Allis pour des moteurs très puissants (voir le tableau du n° 28) ; la même disposition peut être doublée, les deux manivelles sont alors calées à 135°, ce qui donne huit impulsions par tour (1).

La machine compound *tandem* peut être à simple effet, suivant une disposition adoptée par la Société des Anciens Ateliers Van den Kerchove (fig. 72 *bis*), pour des puissances inférieures à 200 chevaux environ. La face arrière du petit piston et la face avant du grand sont seules actives, et munies des mêmes obturateurs d'admission et d'échappement que les machines à double effet (109 *ter*). La face avant du petit piston est en communication permanente avec le réservoir intermédiaire, tandis que la face arrière du grand est toujours en communication largement ouverte avec le condenseur. Par suite de la variation de pression du réservoir intermédiaire, la face avant du petit piston donne lieu à un petit diagramme négatif, tandis que la variation de pression dans le condenseur peut donner sur la face arrière du grand piston un travail

(1) Ce calage permet aussi d'équilibrer assez bien les poids morts (*Rev. de Méc.*, 1901-2-45 et 1906-1-62).

moteur peu important ; il y aurait lieu évidemment de tenir compte de ces diagrammes dans le calcul de la puissance (43).

La disposition ci-dessus à simple effet se justifie par sa simplicité (quatre obturateurs au lieu de huit), qui fait plus que compenser l'augmentation de volume au point de vue des frais de fabrication. Elle supprime aussi deux bourrages importants pour les remplacer par une garniture unique très facile à maintenir dans le diaphragme séparant

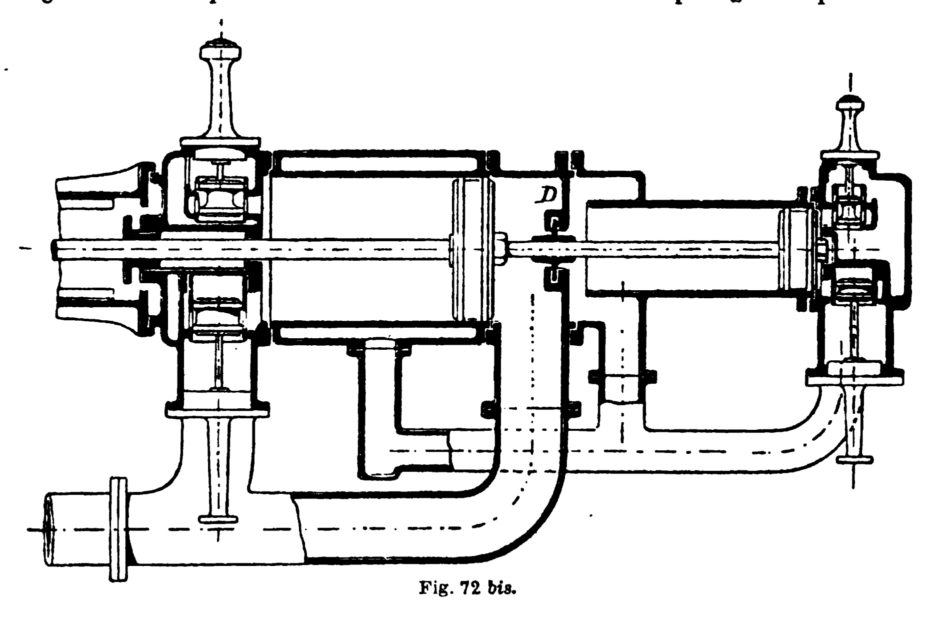


Fig. 72 *bis*.

les deux cylindres ; les pressions de part et d'autre de cette cloison ne diffèrent que d'une à deux atmosphères, suivant la charge de la machine. Ce moteur, dit *semi-tandem*, s'est montré aussi économique que le moteur à double effet de puissance égale.

Enfin, lorsqu'il s'agit de machines verticales puissantes, on dédouble souvent le cylindre à basse pression ; le petit cylindre est alors placé entre les deux autres, et les manivelles sont à 120 degrés. On évite ainsi les cylindres de trop grand diamètre, on obtient un bon équilibrage des poids et même des forces d'inertie, dont la résultante de translation s'annule sous certaines conditions ; il est vrai que ces forces d'inertie donnent lieu à un couple situé dans le plan qui contient

les axes des cylindres, mais ce couple est sans effet nuisible dans les machines fixes. Les machines à trois manivelles équidistantes donnent un couple moteur moins variable que celui des machines compound à deux manivelles et *a fortiori* que celui des *tandem*, ce sont celles qu'on rencontre le plus fréquemment comme grosses unités verticales des stations centrales (voir les moteurs de 4.000 et de 6.000 chevaux mentionnés dans le tableau du n° 28).

37. — *Partage du travail entre les deux cylindres.* — Supposons d'abord les cylindres sans espace nuisible, admettons les notations suivantes :

v_0, volume d'introduction au petit cylindre ;

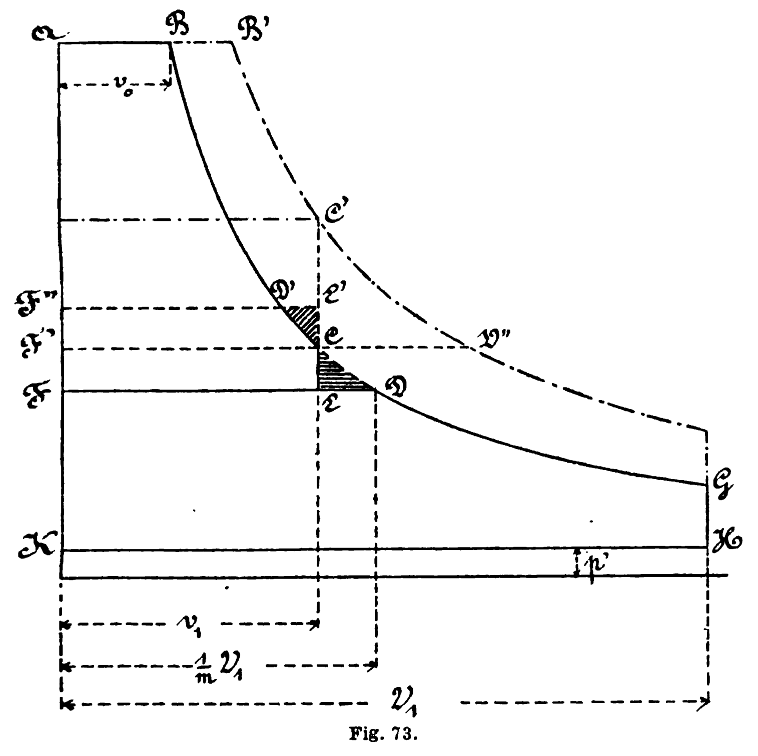


Fig. 73.

p_0, pression absolue de la vapeur à l'introduction ;

v_1, volume du petit cylindre ;

V_1, volume du grand cylindre ;

n, rapport de détente au petit cylindre ;
m, rapport de détente au grand cylindre ;
δ, rapport total de détente ;
p', contre-pression d'échappement du grand cylindre.

Cherchons la pression qui s'établit au réservoir intermédiaire en admettant d'abord qu'il soit infini ; cette pression Q pourra être considérée comme constante, et nous l'obtiendrons en exprimant que le poids de vapeur admis au grand cylindre est égal à celui que dépense le petit cylindre. Nous continuerons d'ailleurs l'hypothèse que, pour une même quantité de vapeur qui traverse la machine, le produit de la pression par le volume occupé est constant.

L'égalité des poids reçus et dépensés par le réservoir donne l'équation :

$$(1) \qquad \frac{1}{n} p_o v_1 = \frac{1}{m} Q V_1$$

La vapeur admise au petit cylindre, et qui se détend ensuite, donne la ligne des pressions ABC (fig. 73) ; BC est l'arc d'hyperbole équilatère partant du point B ; le fluide est ensuite expulsé au réservoir à la pression constante Q, représentée par l'ordonnée constante de la ligne EF. Or, comme l'indique l'équation (1), Q est l'ordonnée du point de l'hyperbole pour lequel l'abscisse est le volume introduit au grand cylindre ; on construira donc la ligne EF en portant en abscisse le volume $\frac{1}{m} V_1$, on trouvera ainsi le point D. Le diagramme des pressions au petit cylindre est ABCEF, tandis que le diagramme au grand cylindre est FDGHK.

La machine compound, comparée avec la monocylindrique ayant la même détente δ et le même volume dépensé, présente donc, par rapport à celle-ci, le déchet de travail CED ; on a donné à ce déchet le nom de *perte triangulaire*.

On peut toujours annuler la perte triangulaire en faisant :

$$(2) \qquad v_1 = \frac{1}{m} V_1$$

c'est-à-dire en introduisant dans le grand cylindre un volume de vapeur égal à celui du petit cylindre. Les diagrammes deviennent alors ABCF' et F'CGHK.

On verrait reparaître la perte si le volume d'introduction au grand cylindre était F″D′, plus petit que v_1 ; cette perte serait alors D′E′C, et le diagramme du petit cylindre présenterait une forme bouclée.

Supposons que l'introduction au grand cylindre soit réglée de manière à annuler la perte triangulaire, nous aurons sur la figure :

$$\delta = \frac{V_1}{v_0} = \frac{V_1}{\frac{1}{n} v_1}$$

ou, à cause de l'équation (2) :

$$\delta = m\, n$$

La détente totale, dans le cas où il n'y a pas de perte triangulaire, est donc le produit des rapports de détente dans chacun des cylindres.

38. — *Calcul des cylindres* (1). — Lorsque p_0 et δ sont donnés, ainsi que le nombre de tours par minute, le volume V_1 du grand cylindre se calcule comme celui d'une machine monocylindrique ; il faut ensuite déterminer le volume du petit cylindre.

On peut choisir arbitrairement m, on a :

$$v_1 = \frac{V_1}{m}$$

Le volume v_1 serait donc également arbitraire ; on ne peut cependant abaisser v_1 jusqu'à le faire égal à v_0, car la pression Q deviendrait égale à la pression initiale p_0, et le petit cylindre serait inutile. De même, on ne peut faire v_1 égal à V_1, car toute la détente s'opérerait dans le petit cylindre, et, dans le cas d'une expansion totale prolongée jusqu'à la pression du condenseur, le grand cylindre n'effectuerait plus aucun travail.

La raison d'être du système compound étant de réduire l'effet de paroi par un partage convenable de la chute totale de température, il est évident que la solution se trouve entre les deux cas extrêmes ci-dessus.

Il est impossible, tout autant que pour le système Woolf, de déterminer analytiquement m par la condition qui réduit au minimum l'effet

(1) Cette question sera traitée avec plus de précision au n° 46 ; il convient de placer ici ce premier aperçu, qui découle immédiatement de ce qui a été exposé au numéro précédent.

de paroi; on doit se contenter de solutions expérimentales, et avoir égard à d'autres considérations pratiques qui seront expliquées ci-après.

Dans la machine à charge constante, on s'attache à rendre égaux les travaux sur les deux pistons; ayant tracé le diagramme total du travail, on mène la ligne horizontale F'C, de manière à partager ce travail en deux parties égales; F'C est le volume du cylindre à haute pression; les fractions d'introduction dans les deux cylindres sont respectivement :

$$\frac{1}{n} = \frac{AB}{F'C}$$

$$\frac{1}{m} = \frac{F'C}{V_1}$$

On donne au petit cylindre les mêmes proportions relatives que dans les machines monocylindriques, c'est-à-dire qu'on se donne la course en fonction du diamètre; on adopte la même course pour le grand piston.

Lorsque la charge est variable, l'introduction au petit cylindre est modifiée par le régulateur ou autrement, et il n'est plus possible, en maintenant constante l'introduction au grand cylindre, d'égaliser les deux travaux; ainsi, lorsque l'introduction passe de AB à AB', le travail dans le grand cylindre augmente notablement relativement à l'autre; si l'introduction a lieu à pleine course dans le petit cylindre, le petit cylindre n'effectue plus même aucun travail.

D'ailleurs, les organes du cylindre à basse pression ne sont généralement pas calculés pour résister à la pression de la chaudière, et, par mesure de précaution, on place sur le réservoir intermédiaire une soupape qui doit se lever pour la pression limite qu'on veut admettre au grand cylindre.

Il faut donc, lorsque la charge varie dans d'assez larges limites, modifier à la fois l'introduction aux deux cylindres; pour conserver une pression constante au réservoir intermédiaire, il est facile de voir que les volumes introduits dans les cylindres devraient varier dans le même rapport; si l'on s'imposait la condition que les travaux doivent rester égaux, on serait conduit à une condition un peu différente. Dans les deux cas, on voit réapparaître la perte triangulaire C'CD".

Il existe cependant beaucoup de machines compound dans lesquelles le réglage du grand cylindre est fixe ; l'introduction y est établie de manière à égaliser les travaux pour une valeur moyenne de la charge ; lorsque l'introduction au petit cylindre s'abaisse, ce cylindre fait plus de travail que le grand et *vice versa*.

Dans la plupart des cas, l'introduction au grand cylindre est variable à la main ou par l'action du régulateur ; on adopte aussi quelquefois une solution mixte : le régulateur, qui commande toujours l'introduction au petit cylindre, ne commence à intervenir sur celle du grand qu'à partir d'une certaine limite.

Dans les machines marines et les locomotives, où l'appareil de détente est une coulisse actionnée pour les deux cylindres par le même arbre de relevage, l'introduction varie en même temps aux deux cylindres.

39. — *Influence de la perte triangulaire.* — Si l'on se base sur le diagramme représentant le travail, cette perte est évidente, même en tenant compte de ce qu'ont d'approximatif les courbes de détente ; mais, au point de vue thermique, le problème est tout différent. Lorsque la vapeur passe du cylindre à haute pression au réservoir intermédiaire, et y subit une chute de pression notable, le phénomène qui se produit est comparable à celui qui sert de démonstration à la loi de Joule (3e fascicule, n° 8), attendu qu'il n'y a pas de travail extérieur produit ; le réservoir bénéficie de la chaleur interne apportée par la vapeur, et certaines modifications de titre se produisent qui rendent la perte moins grande que ce que l'on pourrait supposer (1).

On sait que les cycles de rendement maximum ne comportent que des transformations isothermiques et des transformations adiabatiques (ou isodiabatiques) réversibles ; on peut donc dire, *a priori*, que toute chute brusque de pression occasionne une perte en utilisant la chaleur à une température moindre que si la perte de pression n'existait pas.

D'ailleurs, on peut se rendre compte d'une manière plus complète de l'infériorité de rendement de la machine présentant une chute

(1) On a même invoqué à tort ce raisonnement pour mettre en doute la perte triangulaire.

de pression ; soient *a b c d e* (fig. 74) le diagramme du cylindre à haute pression, *e f g h* celui du grand cylindre ; l'effet de la chute de pression

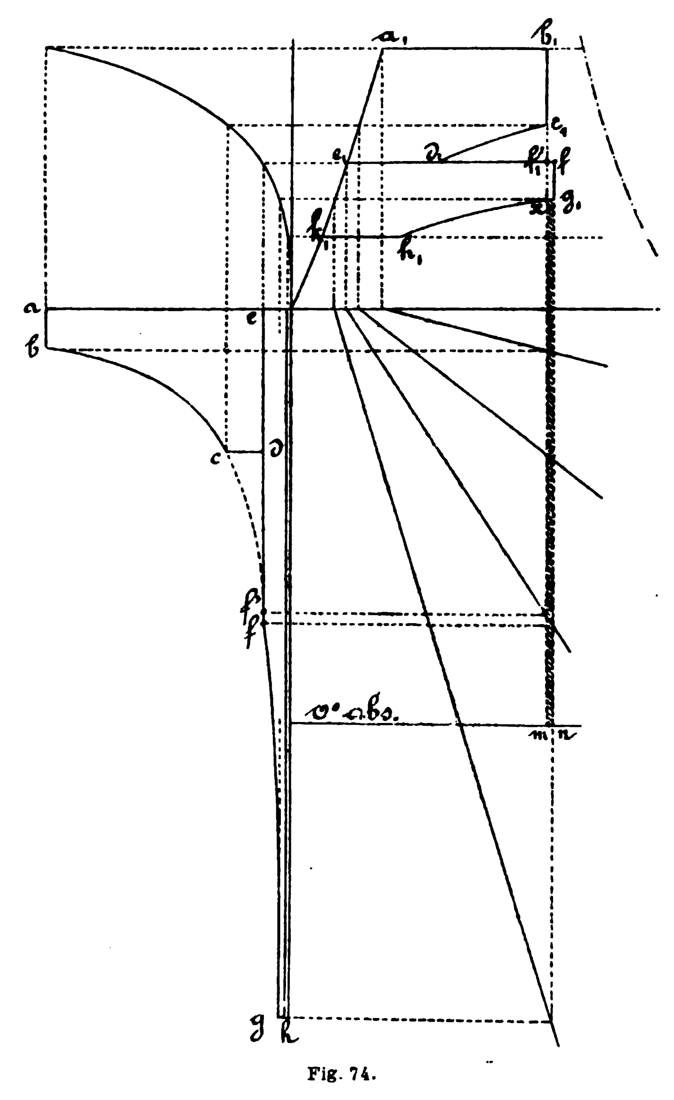


Fig. 74.

est d'envoyer au grand cylindre la portion de chaleur interne représentée par la surface $c_1 d_1 f_1$' et, par conséquent, pour obtenir l'état *f* de la vapeur après l'introduction au grand cylindre, nous de-

vrons porter la surface $f'_1 fnm$ égale à $c_1 d_1 f'_1$; le point f n'est donc plus sur le prolongement de l'adiabatique bc.

Les diagrammes thermiques correspondants sont $a_1 b_1 c_1 d_1 e_1$ et $e_1 f g_1 h_1 k_1$ (voir 3e fascicule). Or, la machine sans chute de pression aurait pour diagrammes thermiques les surfaces $a_1 b_1 f'_1 e_1$ et $e_1 f'_1 x h_1 k_1$; pour la même quantité de chaleur empruntée à la chaudière, cette machine emporte donc au réfrigérant une moindre quantité de chaleur, le gain ainsi opéré est représenté par la surface $g_1 nmx$.

L'action de la paroi modifie ces diagrammes, mais si l'on observe que la détente au grand cylindre n'est jamais complète, au moins dans les machines à condensation, on voit que la quantité de chaleur $c_1 d_1 f_1'$ ne sera que partiellement restituée au diagramme du grand cylindre, de sorte que la perte triangulaire est en réalité presque complète ; il faut donc veiller à ce que la chute de pression soit aussi réduite que possible.

40. — *Maximum de puissance.* — Ce maximum est réglé par le volume du petit cylindre ; il est donc de beaucoup inférieur à celui d'une machine monocylindrique réalisant la même puissance normale dans les mêmes conditions de détente (1). Lorsqu'on établit un moteur d'usine, on prévoit souvent pour l'avenir des accroissements de charge ; ceux-ci sont d'autant plus possibles que le petit cylindre est plus grand. Pour des moteurs à condensation, le rapport des sections admis par les constructeurs en vogue varie de 2,5 à 3 ; c'est surtout lorsque la distribution ne permet pas de réaliser de grandes introductions au petit cylindre, comme dans certains systèmes à déclenchement, qu'il y a lieu d'augmenter les proportions relatives du petit cylindre.

41. — *Volume et disposition du réservoir.* — La pression a été déterminée en supposant le réservoir de volume infini ; mais, en fait, on peut employer des réservoirs de volume très réduit sans observer de grandes variations dans la pression, et ce volume parait sans in-

(1) C'est ce qu'on exprime en disant que la machine *compound* est moins élastique que la machine monocylindrique ; cette différence s'accentue encore dans les machines à triple et à quadruple expansion.

fluence sur le rendement. Le volume des conduites de communication entre les cylindres et les chapelles du grand cylindre serait presque toujours suffisant pour former le réservoir, surtout lorsque le volant est au milieu de l'arbre, les cylindres étant alors assez écartés ; mais il faut viser à séparer l'eau qui se forme par condensation dans le réservoir, et dans ce but, il faut que la vitesse de passage soit suffisamment réduite dans le trajet entre les deux cylindres ; pour cette raison, il est bon d'adopter un véritable réservoir, avec des dispositions convenables pour le drainage.

L'évacuation des eaux de purge du réservoir se fait ordinairement par un purgeur automatique (4e fascicule, n° 115) ; il peut arriver, lorsque la machine est peu chargée, que la pression du réservoir descende en dessous de la pression atmosphérique ; dans ce cas, le purgeur automatique, au lieu d'évacuer l'eau, donnerait lieu à une rentrée d'air, à moins que l'on ne puisse faire descendre le tuyau de décharge assez bas et le faire plonger dans l'eau. Cette disposition peut cependant devenir dangereuse, en créant à un moment donné une rentrée d'eau dans le receiver.

On peut aussi employer une pompe spéciale de purge qui extrait l'eau et la refoule aux chaudières, ou à un filtre de dégraissage s'il y a lieu ; dans ce dernier cas, elle est reprise par la pompe alimentaire. On pourrait aussi faire passer l'eau alimentaire dans un réchauffeur à surface à contre-courant.

42. — *Calcul plus complet de la pression dans le réservoir.* — Au lieu de supposer le réservoir indéfini comme précédemment, on peut déterminer, pour chaque position de l'arbre, la pression qui s'y établit en tenant compte de son volume réel, et tracer d'une manière plus exacte la ligne d'échappement du petit cylindre et la ligne d'introduction du grand cylindre. Pour faire ce calcul, il faut tenir compte du volume variable qui s'ajoute au réservoir pendant les périodes de communication entre les cylindres et le réservoir, et relier par un nombre d'équations suffisant le volume et la pression de la vapeur au moment où les communications s'ouvrent ou se ferment ; il doit être tenu compte des espaces nuisibles.

Nous avons fait ces calculs pour des machines existantes, en tenant compte de l'obliquité des bielles ([1]) ; nous avons trouvé que la pression absolue au réservoir, dans des circonstances données, oscillait entre $1^k,89$ et $2^k,11$ par cm^2, le réservoir ayant un volume de $1^{m3},899$, tandis que le volume engendré par le grand piston était de $1^{m3},539$; l'hypothèse du réservoir infini donnait $2^k,156$ par cm^2. Dans un autre cas, la pression oscillait entre $1^k,87$ et $2^k,13$, la pression calculée était $2^k,21$;

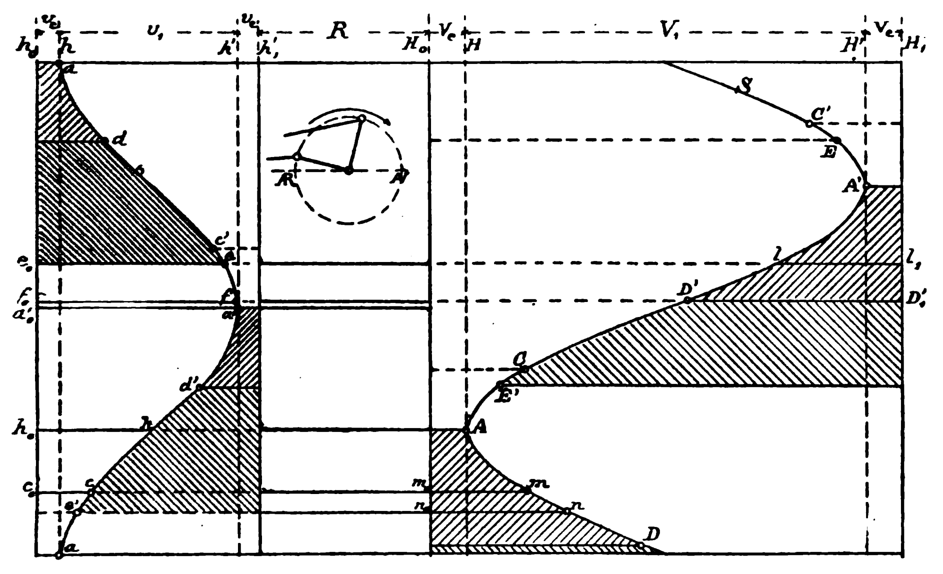


Fig. 75.

les volumes du réservoir et du grand cylindre étaient de $1^{m3},746$ et $1^{m3},327$ respectivement.

On pourra, pour cette étude, négliger l'obliquité des bielles, et supposer, par conséquent, que le piston se déplace comme la projection du bouton de la manivelle correspondante sur la ligne des points morts. Nous examinerons deux cas ([2]).

1° *Machine dont les manivelles sont à angle droit.* — Supposons que la manivelle du grand cylindre soit en avant de l'autre dans le

(1) *Note sur les diagrammes de deux machines marines.* (*Annales de l'Association des Ingénieurs de Gand*, 1886.)

(2) Unwin. *Elements of Machine Design.* Part. II.

sens du mouvement, et portons en abscisses (fig. 75), les volumes engendrés par le petit piston depuis le point mort arrière, et en ordonnées les angles décrits par la manivelle depuis la même position. Nous obtenons ainsi la sinusoïde s, comprise entre les verticales $h\,h'$; menons aussi les verticales $h_0\,h'_1$ à une distance des précédentes égale à l'espace nuisible du petit cylindre.

Portons ensuite la distance $h'_1\,H_0$ égale au volume R du réservoir intermédiaire, puis, construisons le même diagramme pour le grand cylindre ; en tenant compte du calage des manivelles, nous obtenons ainsi la sinusoïde S.

Dans tout ce qui suit, nous appelons *arrière* du piston, ou du cylindre, le côté qui se trouve le plus éloigné de l'arbre, celui qui se trouve tourné vers l'arbre étant l'*avant*.

Marquons sur la sinusoïde s les points $a\,d\,e\,c$, où commencent respectivement pour la face arrière : l'admission, la détente, l'échappement et la compression ; les points $a'\,d'\,e'\,c'$ représentent les mêmes phases de la distribution pour la face avant.

Opérons de la même manière pour le grand cylindre, où les lettres sont remplacées par des majuscules.

L'introduction s'ouvre toujours un peu avant le point mort, comme nous le verrons au chapitre III, mais le déplacement du piston étant très petit dans cette région, nous ferons abstraction de cette avance.

La figure ainsi tracée permet de suivre dans ses transformations le volume qui évolue entre les pistons [1], et d'en déduire la pression.

Commençons par tracer, dans le diagramme du petit cylindre (fig. 76), la ligne de détente de, qui s'arrête au point où va s'ouvrir l'échappement sur la face arrière du petit piston ; soit p_e la pression au point e, du volume qui va être mis en communication avec le réservoir, où règne la pression inconnue y. Le réservoir alimente d'ailleurs le grand cylindre, de sorte que le volume auquel s'applique la pression y est $R + l\,l_1$. Lorsque l'échappement du petit cylindre est ouvert, les

(1) Nous avons fait usage du même mode de représentation pour analyser les mouvements de la chaleur, problème essentiellement différent de la question que nous examinons ici (3e fascicule, n° 153).

volumes s'ajoutent en se mettant brusquement à la pression p'_e, et on a, en continuant l'hypothèse admise sur la loi de détente (18) :

(1) $$e_0e \times p_e + (R + ll_1)\,y = (e_0e + R + ll_1)\,p'_e$$

La pression varie ensuite d'une manière continue jusqu'à la fermeture D' de l'introduction au grand cylindre, et on a à ce moment, en désignant par p_f la pression :

(2) $$(e_0e + R + ll_1)\,p'_e = (f_0f + R + D'D'_1)\,p_f$$

L'introduction au grand cylindre étant fermée, la vapeur est ensuite

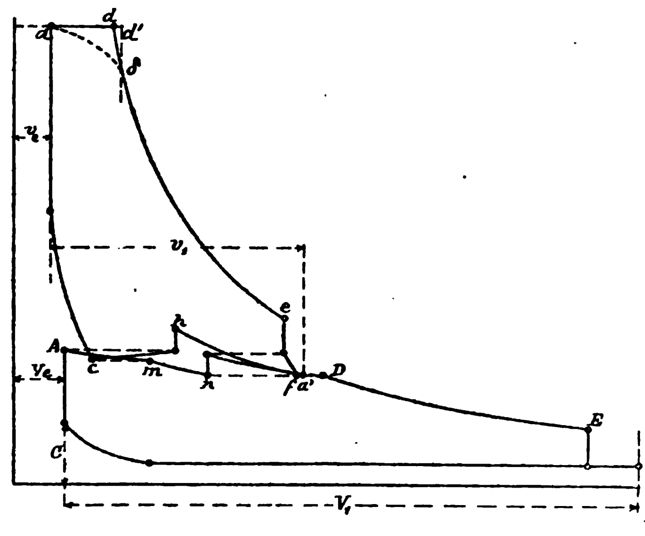


Fig. 76.

contenue uniquement dans le petit cylindre et dans le réservoir ; p'_a étant la pression au point mort, on a :

(3) $$(f_0f + R)\,p_f = (a'_0a' + R)\,p_{a'}$$

La vapeur est ensuite refoulée par le petit piston jusqu'au moment où l'introduction est sur le point de s'ouvrir en A pour la face arrière du grand cylindre ; on a donc au point h, en désignant par p_h la pression à ce moment :

(4) $$(a'_0a' + R)\,p'_a = (h_0h + R)\,p_h$$

L'ouverture de l'admission au grand cylindre en A met en équilibre

de pression le volume $h_o h$ + R rempli à la pression p_h, et le volume V_e de l'espace nuisible du grand cylindre, rempli par la compression à la pression C, connue par un calcul préalable facile à faire (voir la fig. 76) ; en appelant p'_h la pression qui s'établit après la mise en équilibre, on a :

(5) $$(h_0 h + R) p_h + V_e C = (h_0 h + R + V_e) p_h'$$

Puis la vapeur continue à être refoulée par le petit piston et à être admise au grand cylindre; ce refoulement s'arrête au point c, pour lequel se ferme l'échappement du petit cylindre ; pour cette position, la pression p_c est donnée par l'équation :

(6) $$(h_0 h + R + V_e) p_h' = (c_0 c + R + m_0 m) p_c$$

L'échappement du petit cylindre étant fermé, le réservoir alimente seul le grand cylindre jusqu'au point e', pour lequel l'échappement va s'ouvrir sur la face avant du petit piston. Immédiatement avant cette ouverture, la pression au réservoir doit être la même que celle que nous avons désignée par y au début ; on a donc :

(7) $$(R + m_0 m) p_c = (R + n_0 n) y$$

En éliminant de proche en proche toutes les pressions, par substitution progressive, on obtient facilement une relation qui ne renferme plus que y; cette inconnue étant ainsi déterminée permet de calculer toutes les pressions; les diagrammes se tracent alors facilement par des arcs d'hyperbole (fig. 76).

Pour passer de ces figures aux courbes probables d'indicateur, il faut encore les retoucher d'après les circonstances de la distribution. Ainsi, à la fermeture de l'admission, il se produit une chute de pression qu'on peut estimer à l'avance; on fera donc bien de tracer le diagramme en prenant pour $a\,d$, non pas l'introduction réelle $a\,d'$, mais une introduction fictive un peu réduite. Les sauts brusques de pression aux points $e\,h\,n$ ne pouvant être instantanés, seront remplacés par des raccordements arrondis. Enfin, et surtout, les étranglements à l'échappement du petit cylindre et à l'admission au grand amènent une chute de pression qui relève la ligne d'échappement $a'\,h\,c$ du petit cylindre. Il faut remarquer, en effet, que la ligne d'admission au grand ne peut s'abaisser sans qu'il en résulte une diminution du poids de fluide admis

dans ce cylindre, puisque l'introduction est déterminée; or, ce poids doit rester égal à celui qui est introduit dans le petit cylindre.

La quantité dont il faut relever ainsi la ligne d'échappement du petit cylindre n'est pas la même partout, elle dépend de la vitesse de passage dans les lumières; on s'en rapportera à ce qu'on observe sur les diagrammes d'indicateur relevés sur une machine semblable à celle qu'on veut projeter.

En réalité, les circonstances physiques du fonctionnement tendent à

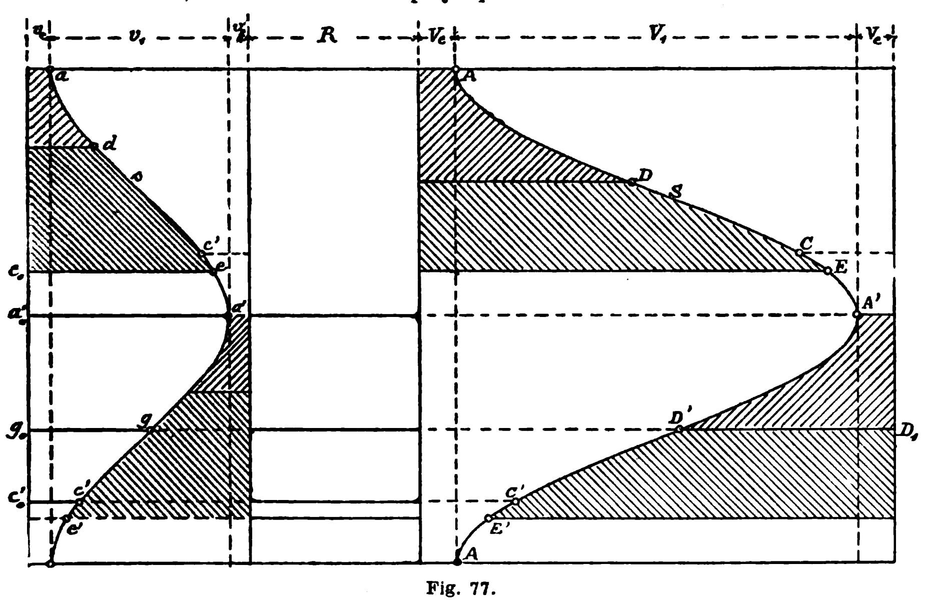


Fig. 77.

altérer le poids de vapeur sensible disponible à l'entrée du second cylindre; la condensation dans le réservoir et dans l'enveloppe du grand cylindre et l'action absorbante de la paroi de ce cylindre contribuent à abaisser ce poids, tandis que l'action réchauffante des parois du petit cylindre agit en sens contraire; c'est parce que ces deux phénomènes se contrebalancent dans une certaine mesure qu'il n'y a pas en général un grand écart entre les diagrammes calculés d'après les données de ce chapitre et les courbes d'indicateur (46).

2° *Machine tandem.* — Le tracé préliminaire se compose de deux sinusoïdes *s* et S (fig. 77), dont les sommets sont à la même hauteur.

En adoptant les notations du premier cas, et en commençant au point e, pour lequel l'échappement va s'ouvrir sur la face arrière du petit piston, on a :

(1) $$e_0 e \times p_e + R\,y = (e_0\, e + R)\, p'_e$$

Lorsque le piston arrive au point mort avant a', la pression est donnée par l'équation :

(2) $$(e_0\, e + R)\, p_{e'} = (a_0'\, a' + R)\, p_{a'}$$

L'introduction s'ouvrant à ce moment sur la face avant du grand cylindre, on a, en appelant encore C la pression rétablie par la compression dans l'espace nuisible de ce cylindre :

(3) $$(a_0'\, a' + R)\, p_{a'} + V_e\, C = (a^{o\prime}\, a' + R + V_e)\, p'_a$$

Puis, à la fermeture D′ de l'introduction au grand cylindre :

(4) $$(a_0'\, a' + R + V_e)\, p'_{a'} = (g_0\, g + R + D'\, D_1)\, p_g$$

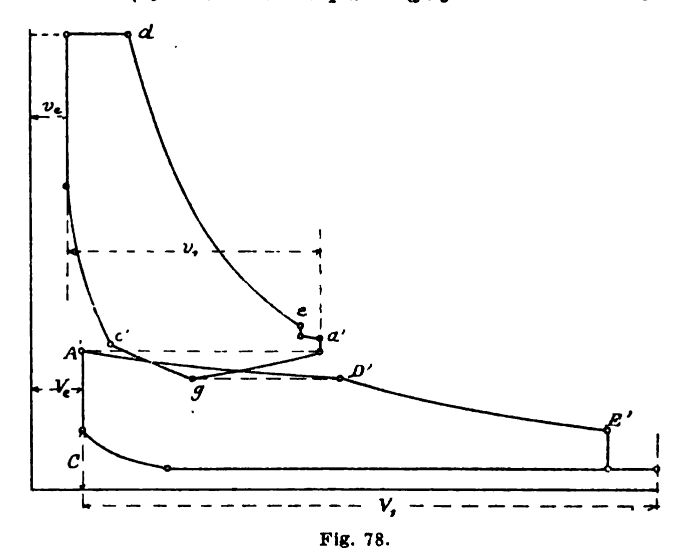


Fig. 78.

La vapeur est ensuite refoulée par le petit piston dans le réservoir seul jusqu'à la fermeture c' de l'échappement du petit cylindre, on a à ce moment :

(5) $$(g_0\, g + R)\, p_g = (c_0'\, c' + R)\, p_{c'}$$

A partir de cette position, la vapeur reste isolée dans le réservoir,

où sa pression reste constante jusqu'au moment où se produit un nouvel échappement du petit cylindre en e' ; la pression $p_{c'}$ est donc égale à celle que nous avons désignée par y au point de départ :

(6) $$p_{c'} = y$$

Le problème s'achève comme dans le premier cas, et donne lieu aux diagrammes de la figure 78.

43. — *Diagramme du réservoir.* — Il y aurait lieu de se préoccuper de cette variation de pression dans des cas exceptionnels, tel est celui, par exemple, que l'on rencontre dans les moteurs Willans (14) et quelques autres moteurs spéciaux (1). Dans les moteurs Willans, le réservoir (fig. 79), est constitué par le volume R_1, compris entre des parois fixes et la paroi mobile du piston à haute pression ; les variations de pression du réservoir pendant le tour entier ont par conséquent pour effet de communiquer au piston un certain travail qui ne serait nullement accusé par la surface des diagrammes relevés sur les cylindres C_1 et C_2.

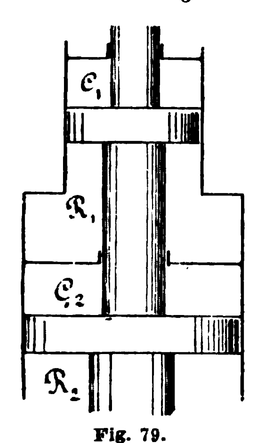


Fig. 79.

Le réservoir intermédiaire fonctionne, dans une faible mesure, comme un cylindre à simple effet, et le travail effectué sur la face inférieure du piston donne lieu à un diagramme moteur. De même, l'espace R_2, dans lequel la vapeur est transvasée avant son échappement à l'air libre ou au condenseur, donne lieu à un diagramme.

44. — *Modifications dues aux espaces nuisibles* (2). — Supposons d'abord qu'il n'y ait pas de compression. Soient encore :

v_0, le volume engendré par le petit piston pendant l'introduction ;

(1) Parfois, les chambres de distribution donnent lieu à un diagramme qui peut être moteur ou résistant suivant les cas ; cette particularité se présente dans le moteur *Peache* (15).

(2) Ce problème, et celui qui est traité au nº suivant sont des cas particuliers de celui plus général du nº 42, où on suppose qu'il existe des espaces nuisibles partiellement remplis par des compressions quelconques ; nous aurions pu nous dispenser de les étudier, le lecteur pourra les considérer comme des exercices utiles pour se familiariser avec le fonctionnement de la vapeur dans les machines compound. Quant à l'influence des espaces nuisibles sur le rendement thermique, elle n'est pas envisagée ici, voir à ce sujet le fascicule 3 (137 *bis*).

p_0, la pression d'introduction;
v_1, le volume total engendré par le petit piston;
v_e, le volume de l'espace nuisible du petit cylindre;
Q, la pression du réservoir intermédiaire;
V_1, le volume total engendré par le grand piston;
V_e, le volume de l'espace nuisible du grand cylindre;
p', la contre-pression au grand cylindre.

Supposons que les cylindres et les introductions soient déterminés de manière à ce qu'il n'y ait pas de perte triangulaire.

Le volume refoulé par le petit cylindre au réservoir est v_1, il est employé à rétablir la pression Q dans l'espace V_e, où règne la pression p', et à remplir le volume $\frac{1}{m}V_1$, on a donc l'équation :

$$(1) \qquad \frac{1}{m}V_1 + V_e\left(1 - \frac{p'}{Q}\right) = v_1$$

Puisqu'il n'y a pas de chute de pression, la détente est complète au petit cylindre, on a donc :

$$(2) \qquad (v_1 + v_e)\,Q = (v_e + v_o)\,p_o$$

L'élimination de Q entre les deux équations fournit :

$$\frac{1}{m} = \frac{v_1}{V_1} - \frac{V_e}{V_1}\left(1 - \frac{p'}{p_o}\frac{v_e + v_1}{v_e + v_o}\right)$$

Soient, par exemple :

$$\begin{aligned} v_e &= 0.05\,v_1 \\ V_e &= 0.04\,V_1 \\ p' &= 0.2 \text{ atm.} \\ p_o &= 7 \text{ atm.} \\ v_o &= 0.07\,V_1 \\ V_1 &= 2{,}5\,v_1 \end{aligned}$$

On trouve :

$$\frac{1}{m} = \frac{v_1}{V_1} - 0.035$$

La fraction d'introduction est toujours, dans ce cas, inférieure au rapport des volumes engendrés par les pistons.

Le diagramme du travail dans les deux cylindres est représenté figure 80 : AB est la ligne de détente du volume $v_o + v_e$; ABCD est le diagramme du cylindre à haute pression; BC est le volume de vapeur à la pression Q refoulé par le cylindre à haute pression au réservoir; ce

volume, d'après la condition (1), est en partie employé à remplir l'espace nuisible du grand cylindre; soit CE ce volume partiel; portons l'espace nuisible du grand cylindre à partir de E et vers la gauche, en EF; FB est le volume qui, dans le grand cylindre, donne la courbe de détente BG, rapportée à l'axe O'F, tandis que AB est rapportée à l'axe Oy; BG ne forme donc pas le prolongement de AB. Le travail effectué par le grand cylindre est EBGHK.

Le volume FC est celui qu'occupe dans l'espace nuisible la vapeur qui s'y trouve emprisonnée à la fin de l'échappement lorsque sa pression s'élève de p' à Q; C est donc sur l'hyperbole passant par K, l'axe étant O'F. De même, le volume F'C emprisonné dans l'espace v_e est comprimé par la vapeur d'admission et n'occupe que le volume D_0D' à la pression p_0. Les points D' et C sont donc sur l'hyperbole rapportée à l'axe Oy.

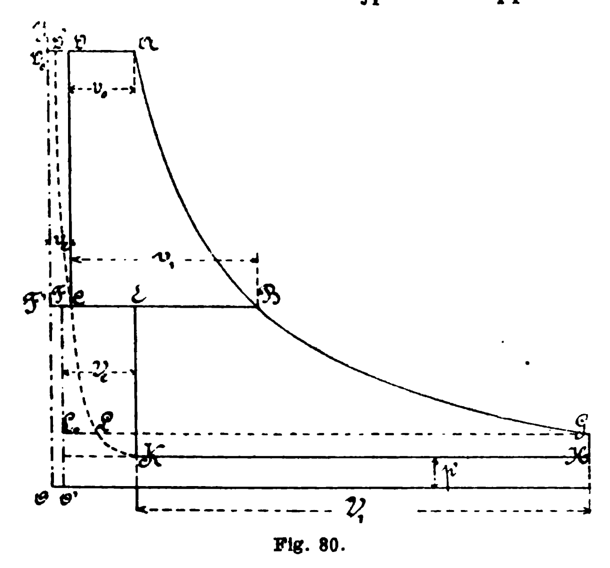


Fig. 80.

Le rapport de détente n'est plus ici égal à :

$$\frac{V_1}{v_0}$$

il doit être corrigé comme il suit : le volume de vapeur dépensé à chaque introduction, à la pression p_0, est D'A ; on a :

$$D'A = v_0 + v_e\left(1 - \frac{Q}{p_0}\right)$$

le volume occupé par le même poids de vapeur à la fin de la détente au grand cylindre est LG; en réalité le grand cylindre renferme à ce moment le volume L_0G, mais la partie L_0L correspond à la quantité de vapeur qui reste dans l'espace nuisible, et qui au moment de l'échappement le remplit entièrement. Le volume final est donc :

$$LG = V_1 + V_e\left(1 - \frac{p'}{p_2}\right)$$

p_2 étant la pression au point G, à la fin de la détente.

On a aussi l'équation, entre les volumes CB et LG :

$$p_2(V_e + V_1) - p'V_e = Q v_1$$

qui, jointe à l'équation (2) trouvée plus haut, permet d'éliminer p_2 et Q des valeurs de D'A et LG, et donne, pour le rapport réel de détente :

$$\delta' = \frac{LG}{D'A} = \frac{V_1 + V_e\left(1 - \dfrac{p'(V_e + V_1)(v_e + v_1)}{p_0 v_1 (v_e + v_0) + p'(v_e + v_1)V_e}\right)}{v^0 + v_e\left(1 - \dfrac{v_e + v_0}{v_e + v_1}\right)}$$

Avec les données numériques précédemment admises, on trouve :

$$\delta' = 12$$

tandis que la machine sans espace nuisible donnerait :

$$\delta = \frac{V_1}{v_0} = \frac{1}{0.07} = 14.3 \text{ environ}$$

On pourrait également chercher l'influence de l'espace nuisible sur le travail produit.

45. — *Cas des compressions complètes.* — La pression dans le réservoir intermédiaire s'obtient en remarquant que chacun des cylindres admet alors la même quantité de vapeur que s'il n'y avait pas d'espace nuisible. Prenons la courbe de détente AB (fig. 81), du volume de vapeur v_o introduit à chaque course, l'hyperbole étant rapportée à l'axe OP ; portons en DB le volume introduit au grand cylindre; la pression au réservoir est l'ordonnée de la ligne DB. Le diagramme du petit cylindre s'obtient en déplaçant l'axe OP de la quantité PP_o, égale à v_e, et en traçant les hyperboles AB', PD', rapportées à ce nouvel axe.

On a évidemment $D'B' = DB$; relativement à la machine sans espace nuisible, le volume du petit cylindre est donc augmenté de DD'.

Pour construire le diagramme du grand cylindre, portons en DD_o le volume de l'espace nuisible V_e, et traçons les hyperboles BC, DF, rapportés à l'axe $O''D_o$, prenons $MC = V_1$; le diagramme du grand cylindre est DBCEF. Ce diagramme peut être déplacé vers la droite de la quantité DD', et prendre la position D'B'C'E'F', mais en général, B'C' ne sera pas le prolongement de AB'.

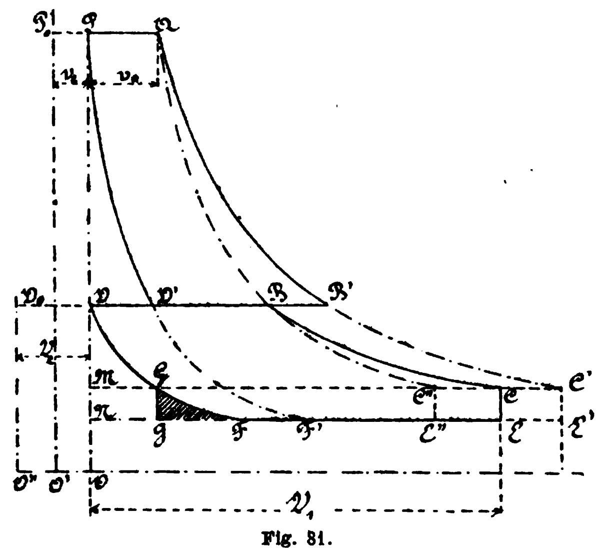


Fig. 81.

La machine sans espace nuisible aurait donné le diagramme DBC''E''N; on voit que le grand cylindre devra être augmenté de C''C, ou MG, si l'on veut détendre jusqu'à la même pression.

La fraction d'introduction au grand cylindre est :

$$\frac{DB}{MC} \text{ au lieu de } \frac{DB}{MC''}$$

elle est donc diminuée.

La détente totale est exprimée par le rapport :

$$\frac{GC}{PA} \text{ ou } \frac{MC''}{PA}$$

elle est nécessairement la même que dans la machine sans espace nuisible.

Enfin, la machine effectue un peu moins de travail que s'il n'y avait pas d'espaces nuisibles ; le déchet est GFg, mais il est d'autant plus réduit que la détente est plus prolongée, et il s'annulerait dans le cas d'une détente complète ; en fait, cette différence est presque toujours négligeable.

Pour faire le calcul des cylindres dans le cas où les compressions sont complètes, on opère comme s'il n'y avait pas d'espaces nuisibles, c'est-à-dire qu'on détermine, au moyen des données p'. p_o et δ, le diagramme PAC''E''N ; on mène la ligne DB de manière à partager ce diagramme en deux parties égales. On porte ensuite les espaces nuisibles v_e, V_e à gauche de l'axe OP, et on mène les hyperboles AB', BC rapportées aux nouveaux axes. Les volumes des cylindres sont représentés par DB' et MC respectivement. Cette solution est exacte dans le cas où la détente est complète, et suffisamment approchée dans le cas contraire.

46. — *Coefficient de réduction du diagramme. Résumé de la marche à suivre pour le calcul des dimensions des cylindres.*

Première méthode. — On peut se contenter d'appliquer la théorie du n° 38, sans se préoccuper des espaces nuisibles, des compressions, des étranglements, des avances à l'échappement, et des résistances à l'écoulement entre les deux cylindres. On tient compte de toutes ces altérations au moyen du coefficient de réduction K admis pour le calcul de la machine monocylindrique qui sert de point de départ. Ce coefficient ne peut être déterminé que par comparaison avec des machines exécutées ; le rapport de détente est quelque peu conventionnel, c'est le quotient du volume du grand cylindre par le volume d'introduction au petit cylindre, sans y comprendre les espaces nuisibles ; il est clair que, dans la machine réelle, le rapport de détente se modifie dans une certaine mesure (N°s 42 à 45).

On suppose, dans le choix du coefficient K, que la pression d'échappement p' du diagramme théorique est la pression réelle du milieu dans lequel se produit l'échappement, c'est-à-dire la pression atmosphérique, ou celle d'un condenseur de bon fonctionnement, suivant les cas.

On fixe la pression au réservoir de manière à ce que le travail

théorique du petit cylindre soit un peu plus grand que l'autre, en acceptant toutefois une perte triangulaire, de manière à ce que le diagramme du petit cylindre se termine par une chute de pression modérée.

Pour continuer l'étude et fixer les diagrammes à prévoir avec assez de précision, on attribuera ensuite aux cylindres ainsi calculés les espaces nuisibles qu'ils comportent dans le système de construction admis, et les degrés de compression compatibles avec un bon réglage (1).

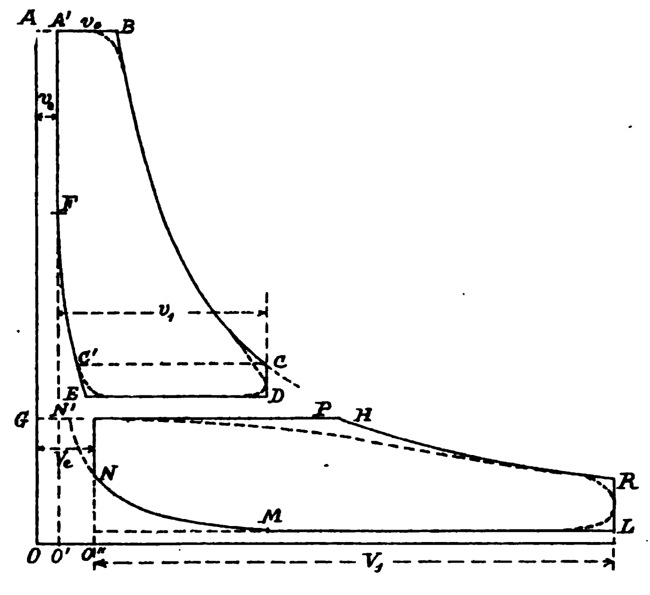


Fig. 82.

On pourra ainsi tracer des diagrammes dans lesquels les lignes de détente seront modifiées par les espaces nuisibles, enfin on les retouchera conformément à ce qu'on peut prévoir d'après les caractères de la distribution. On sera guidé, dans les réductions de surface, par la valeur connue du coefficient K, qu'on suppose avoir été bien choisi.

Il est recommandable, si la machine en projet doit avoir un réservoir limité (surtout pour les locomotives et les machines marines), d'appliquer aux cylindres calculés la méthode du n° 42, ce qui ne dispensera

(1) Voir n° 55.

pas d'apporter aux figures trouvées les réductions de surfaces par lesquelles se traduisent les pertes dues à la distribution.

Deuxième méthode. — Au lieu de calculer *a priori* les volumes des cylindres, il est préférable de construire un diagramme des pressions dans lequel les volumes inconnus sont représentés par des longueurs proportionnelles quelconques. On prend, comme données définitivement fixées, les pressions $p_o\, p'$, le rapport des volumes $V_1\, v_1$, le rapport des espaces nuisibles à chacun de ces volumes, et le rapport de détente total.

On prend une certaine longueur pour représenter le volume v_1 inconnu du petit cylindre, on en déduit, par les données, les longueurs qui représentent le volume du grand cylindre, les espaces nuisibles et le volume d'introduction v_o. On peut ainsi tracer (fig. 82) les lignes OA, O'A' et l'hyperbole BC rapportée à l'asymptote OA. On choisit au juger, et sous réserve de vérification après coup, la ligne DE, sur laquelle on marque le point E, où doit commencer la compression, pour que celle-ci relève le point F à une hauteur convenable. On accepte une certaine chute de pression entre l'échappement du petit cylindre et l'introduction au grand, et on trace la ligne GH ; on mène en OO" l'espace nuisible du grand cylindre, on porte à droite de O" la longueur qui doit représenter le volume de ce cylindre, d'après le rapport connu entre V_1 et v_1 ; on trace la ligne d'échappement LM, la compression MN qui convient, et on prolonge cette ligne jusqu'au point N'. On porte à droite de ce point, en N'P le volume disponible pour l'introduction, lequel peut se déduire de C'C augmenté dans le rapport des pressions ou des ordonnées de C et N'. Le diagramme s'achève par le tracé de la ligne de détente PR. Si les surfaces des diagrammes ne sont pas à peu près égales, il faut modifier le tracé en déplaçant DE, on arrivera après quelques tâtonnements à un partage convenable du travail.

Lorsqu'on aura apporté à ces figures les modifications exigées par la distribution, on pourra les considérer comme des courbes d'indicateur, et en déduire les pressions moyennes à chacun des cylindres, ce qui permettra d'en calculer les volumes pour la puissance et le nombre de tours donnés.

On pourra appliquer aux cylindres ainsi trouvés les théories du

n° 42 lorsque le volume du réservoir est réduit, avant de procéder aux réductions de surface qui doivent en faire les courbes d'indicateur prévues.

Dans cette méthode, on n'emploie aucun coefficient de réduction.

Observations sur la valeur du coefficient K. — Ce coefficient peut s'approcher de l'unité pour des machines à distribution par déclenchement, à enveloppes, et dont les orifices sont largement calculés, surtout pour de grandes valeurs du rapport total de détente.

Ainsi, pour le moteur du laboratoire de Gand (1), dont le petit cylindre est à distribution Corliss, et dont le grand est muni d'une distribution à tiroirs superposés Hertay (88), tous deux ayant des enveloppes aussi complètes que possible, les diagrammes obtenus à 98 tours par minute, dans certaines conditions de pression et d'introduction, sont donnés par les contours en trait plein de la figure 83. Le rapport de détente total est égal à 16,2, valeur assez élevée pour la pression d'admission. Si on considère le diagramme de la machine monocylindrique sans espace nuisible qui servirait de point de départ pour l'application de la première méthode, on trouve que l'ordonnée moyenne de ce diagramme, pour $\delta = 16{,}2$ et $p' = 0{,}2$ kg. par cm², est égale à 1,489 kg. par cm².

On a, pour les ordonnées moyennes des diagrammes réels :

au petit cylindre	1.974 kilogrammes par cm²	
» grand »	0.659	»

En tenant compte du rapport des cylindres, ces pressions équivalent ensemble à la pression de 1,418 kg. au grand cylindre seul. On a donc ici :

$$K = \frac{1.418}{1.489} = 0.95$$

(1) Les données relatives à ce cas sont :

Diamètres des pistons.	250 et 400 mm.
» des tiges et contre-tiges.	40 mm.
Course des pistons	500
Volume du petit cylindre	23,915 dm³.
» grand »	62,203 »
Rapport de ces volumes.	2,601
Volume du réservoir	150,260 dm³.
Rapport du réservoir au petit cylindre . . .	6,3
» » grand » . . .	2,4

Dans ces diagrammes, le poids de vapeur admis au grand cylindre est cependant réduit par le déchet important résultant de la condensation dans le réservoir et dans l'enveloppe du cylindre à basse pression ; ainsi, tandis que le poids du fluide évacué par le petit cylindre est de 22,042 gr. par coup de piston, le poids disponible pour chaque admission au grand cylindre n'est que de 18,701 gr.

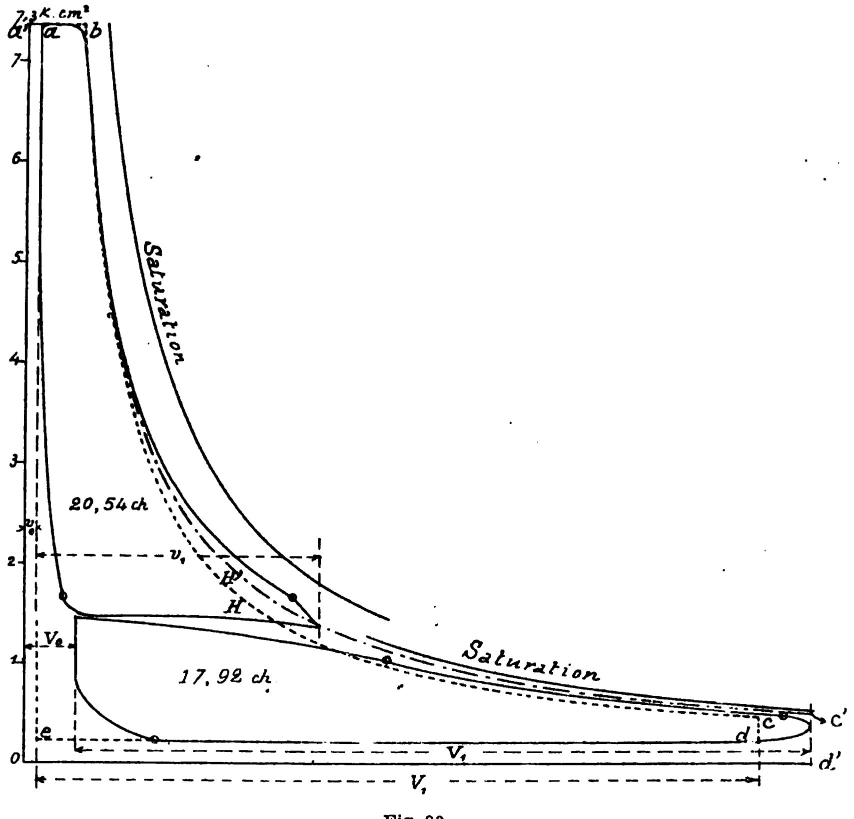


Fig. 83.

Il est important de remarquer que le coefficient de réduction est souvent déterminé par un autre terme de comparaison (notamment dans le calcul des machines marines), il peut alors avoir une valeur très différente. Dans ce système, on compare les diagrammes réels à la figure hyperbolique qui serait obtenue en prenant comme volume ini-

tial $v_e + v_o$ et en supposant que la détente se prolonge jusqu'au volume $V_e + V_1$. On admet, de plus, que le vide est parfait dans la machine hypothétique. Le coefficient représente alors, dans la fig. 83, le rapport entre les surfaces enfermées par les diagrammes, et la surface O *a'bc'd'* ; l'hyperbole H' (ou *b c'*), est rapportée à l'asymptote O *a'*. La valeur numérique du rapport serait ici égale à 0,75 au lieu de 0,95.

Dans la première interprétation, qui se concilie mieux avec les distributions et les longues détentes des machines fixes, K est le rapport des surfaces effectives à la surface *a b c d e* ; l'hyperbole H (ou *b c*), est rapportée à l'asymptote O *a* (1).

47. — *Rankinisation des courbes d'indicateur.* — En dessinant à la même échelle les diagrammes relevés sur les deux cylindres, tant pour les pressions que pour les volumes engendrés par les pistons, et en les plaçant l'un par rapport à l'autre d'une certaine manière, on peut apprécier les pertes de charge de la machine compound ; on peut également, en traçant les courbes de saturation des poids de vapeur qui se détendent dans les deux cylindres, évaluer le titre en chaque point de la détente. Ce procédé de transformation est dû à *Rankine*, et on lui donne souvent le nom de *rankinisation.*

La figure 83 est une première manière d'effectuer l'opération ; les courbes de saturation sont tracées pour les poids qui évoluent pendant la détente de chacun des cylindres, c'est-à-dire le poids admis, et celui qui est retenu dans le cylindre par la fermeture anticipée de l'échappement. On a, pour le cas, envisagé :

Poids admis dans le petit cylindre	22.042 gr.
— retenu — — . . .	3.032 —
— total participant à la détente	25.074 —
Poids admis dans le grand cylindre	18.701 —
— retenu — —	1.827 —
— total participant à la détente	20.528 —

(1) Les deux interprétations ne sont pas incompatibles, elles conduiraient évidemment au même résultat, mais on commettrait une grave erreur, si, croyant posséder une valeur de K déterminée dans la première hypothèse, elle avait au contraire été calculée dans la seconde.

L'écart entre les courbes de détente et les courbes de saturation permet de suivre la marche du titre.

On peut encore opérer de la manière suivante : on prolonge la ligne de compression du grand cylindre (fig. 84), et on place le diagramme du petit cylindre de manière à ce que le point a', qui marque la fin de l'échappement dans ce cylindre, tombe sur cette ligne ; les espaces v_e, V_e, sont portés comme l'indique la figure. On complète le diagramme hypothétique en traçant l'hyperbole mn, rapportée à l'axe O, et l'hyperbole nq rapportée à l'axe O'. En prolongeant la courbe $a'b$ jusqu'au point c, on trouve cd, volume de vapeur admis au petit cylindre, tant pour achever le remplissage de l'espace nuisible que pour l'introduction ; de même $a'n$ est le volume qui serait admis au cylindre à basse pression s'il n'y avait pas de perte triangulaire. On peut donc consi-

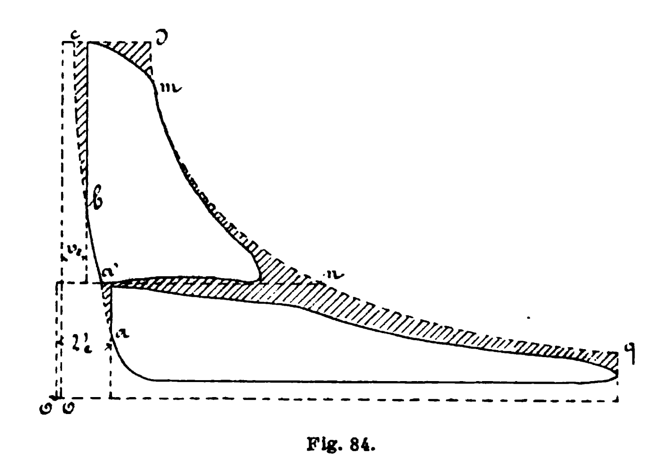


Fig. 84.

dérer l'ensemble des surfaces couvertes de hachures comme un déchet de travail qui se produit relativement à la machine hypothétique dépensant le même volume de vapeur et réglée avec des compressions parfaites. Il est à peine nécessaire de répéter qu'on ne peut tirer de ces figures aucune déduction sur le rendement thermique ; le diagramme entropique constitue une méthode beaucoup mieux appropriée à la discussion de ce rendement. Nous n'insistons donc pas davantage sur ce procédé, qui a cependant été beaucoup employé autrefois.

48. — *Effet des forces d'inertie dans les machines compound.* — L'altération amenée par les forces d'inertie au diagramme des machines compound est relativement plus grande que dans les machines à simple cylindre, parce que la variation de pression à chaque cylindre est moins grande et que la masse des pièces ne diminue pas dans la même proportion.

Dans la pratique ordinaire, on calcule même les organes de la haute pression sans tenir compte de la contre-pression notable qui les soulage; il est à remarquer, d'ailleurs, que lors de la mise en train, cette contre-pression commence par être très faible. D'autre part, on dispose quelquefois la tuyauterie de manière à fonctionner avec l'un des cylindres isolément et à condensation, pour éviter les chômages; dans ce cas, si c'est le petit cylindre qui se trouve désemparé, on a soin de faire fonctionner le grand à pression réduite, sinon, on devrait donner aux organes de la basse pression un grand excès de poids.

La vitesse moyenne admise pour les pistons est cependant la même que dans les machines monocylindriques (28), parce qu'on n'applique le système compound qu'à des pressions plus élevées.

Dans les machines *tandem*, toutes les masses agissent sur la même manivelle, mais les variations de pression des diagrammes s'ajoutent, de sorte que l'effet relatif des forces d'inertie reste à peu près le même que dans le type ordinaire. (Voir le tableau du n° 28.)

§ V

Machines à triple et quadruple expansion.

49. — *Dispositions générales.* — Les machines à triple expansion s'emploient lorsque la pression initiale dépasse 8 à 10 atmosphères, dans le but de réduire la chute de température à chaque cylindre; on atteint ainsi un rendement thermique plus élevé. La triple expansion était déjà d'un usage courant dans la marine lorsqu'on a commencé

à l'adopter pour les machines fixes, où elle est restée exceptionnelle [1].

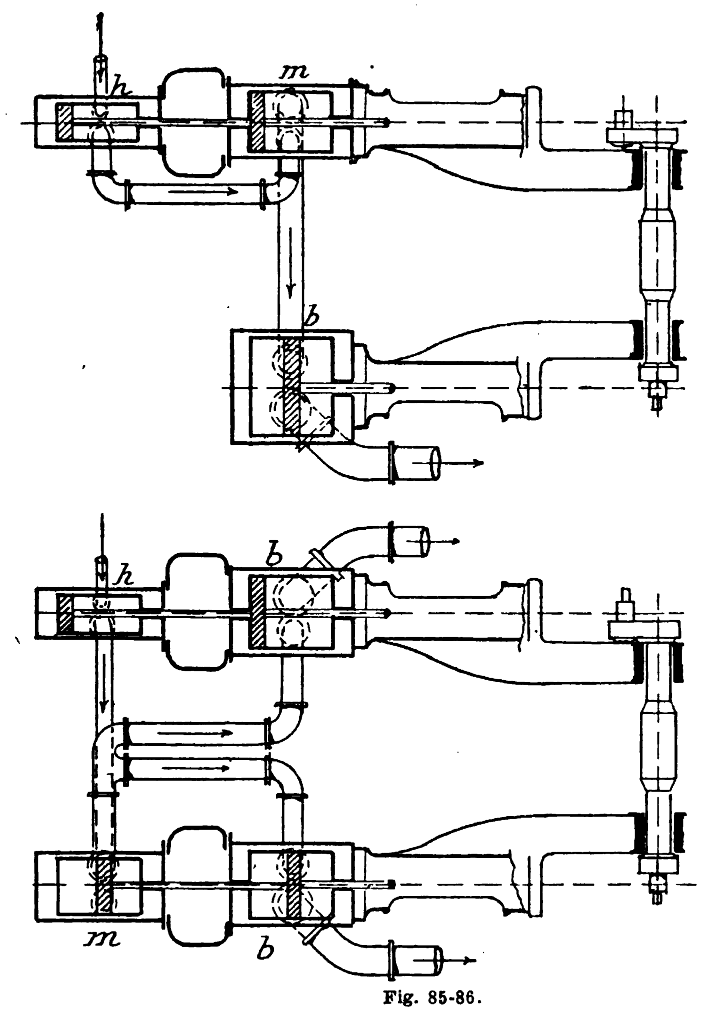


Fig. 85-86.

La disposition la plus naturelle est celle à trois cylindres, actionnant des manivelles séparées, orientées à 120° l'une de l'autre; il faut, dans

(1) L'application assez générale de la surchauffe a arrêté le développement de l'expansion triple ou quadruple ; elle constitue en effet le moyen le plus efficace (fascicule 3) de réduire l'action des parois ; on peut donc aborder avec le système compound les pressions courantes les plus élevées en surchauffant la vapeur admise au premier cylindre, et mieux encore, comme dans les semi-fixes Wolf (17 *bis*), en donnant une seconde surchauffe à la vapeur du réservoir.

ce cas, employer au moins deux coudes, mais on en prend souvent trois pour éviter les porte-à-faux ; on a ainsi le type employé au début de la triple expansion pour la machine marine, qui est souvent imité pour les moteurs fixes verticaux. Le dédoublement du cylindre à basse pression donne la machine à quatre cylindres agissant sur un arbre à quatre coudes.

Pour les machines horizontales, qui sont plus répandues, on cherche à éviter l'arbre coudé, et on place les deux premiers cylindres en tandem, attaquant l'une des manivelles, tandis que le cylindre à basse pression attaque la seconde (fig. 85).

On dédouble quelquefois le cylindre à basse pression, on a la disposition plus symétrique, mais plus coûteuse de la figure 86. Il est plus facile, avec cette disposition, d'égaliser les travaux sur les deux manivelles.

Dans les machines à quadruple expansion, l'arrangement des cylindres est le même que dans la figure 86, sauf que les quatre diamètres sont différents.

50. — *Partage du travail entre les cylindres.* — Les théories exposées au paragraphe précédent sont entièrement applicables aux cas qui nous occupent ; ainsi, si l'on fait d'abord abstraction des espaces nuisibles, il faut partager le diagramme de la machine monocylindrique fonctionnant avec la même détente totale et à la même pression initiale, en trois parties plus ou moins équivalentes ; on obtient ainsi les volumes v_1 et v_2 des deux premiers cylindres, le volume v_3 du cylindre à basse pression est calculé comme pour la machine monocylindrique, en affectant le diagramme d'un coefficient de réduction convenable.

Les fractions d'introduction qui annulent les pertes triangulaires sont :

$$\frac{v_0}{v_1} \quad \frac{v_1}{v_2} \quad \frac{v_2}{v_3}$$

Lorsque l'on tient compte des espaces nuisibles, le problème n'est pas modifié, si on y réalise des compressions complètes. Le travail accompli reste donc le même, il n'y a de différence que pour le grand

cylindre, parce que son diagramme se termine par une chute de pression, mais on peut faire abstraction de cette différence.

Ayant partagé le diagramme comme dans le cas précédent, on portera les espaces nuisibles en v'_e, v''_e, v'''_e (fig. 87), on tracera les lignes de compression et de détente dans chacun des cylindres, on mesurera sur ce tracé les volumes CD, EF, GL des trois cylindres, ainsi que les fractions d'introduction :

$$\frac{AB}{CD} \quad \frac{CD'}{EF} \quad \frac{EF'}{GL}$$

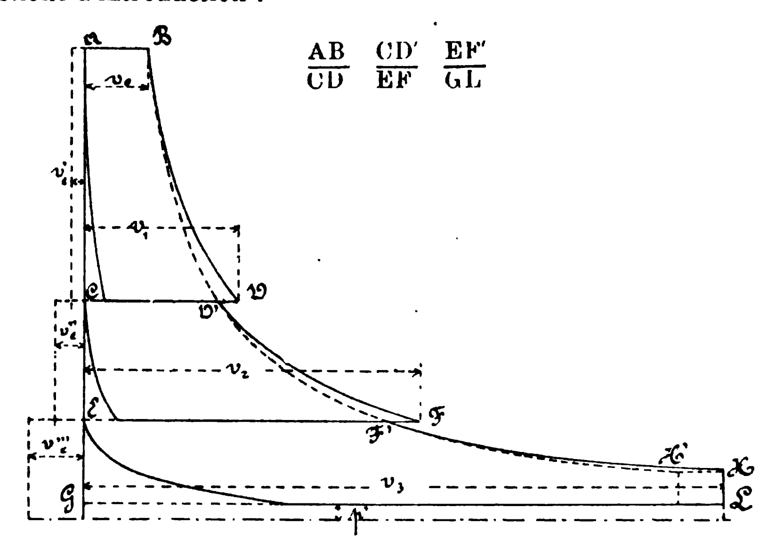


Fig. 87.

Le coefficient de réduction du diagramme s'abaisse par suite de la multiplicité des conduits et des pertes de charge ; pour les distributions à déclenchement, il est approximativement de 0,75 (relativement au diagramme dit théorique, calculé avec 0,2 atmosphère de contre-pression).

Nous trouvons pour une machine Corliss de Berger-André, à trois cylindres disposés comme dans la figure 85.

Volume du grand cylindre ($d = 1\ 150$, $l = 1\ 370$, tige 150)	1.407 m³
Volume du petit cylindre ($d = 560$, $l = 1.370$, tige 105).	0.326 m³
Pression absolue à l'introduction	12.103 kg. par cm²
Rapport total de détente	17.9
Révolutions de l'arbre par minute	70.24

Pression moyenne du diagramme théorique pour une contre-pression de 0,2 kg. par cm^2. . .	2.426 kg. par cm^2
Puissance correspondante	1.065 ch.
Puissance indiquée collective des trois cylindres. .	814
Rapport ou coefficient K	0.764

Dans cette machine, le cylindre moyen a un diamètre de 800 millimètres, la tige ayant 125 sur la face avant et 105 sur la face arrière, ce qui donne pour les volumes relatifs des cylindres les nombres 1—2,07 — 4.31. La puissance de 814 chevaux est répartie assez inégalement : 396, 128 et 290 chevaux, ce qui donne 524 chevaux pour l'une des manivelles et 290 pour l'autre, sans qu'il semble en résulter d'inconvénients particuliers.

On devra remarquer que pour une même machine, le coefficient K s'abaisse quand la charge augmente, parce que les pertes de pression s'accentuent, et que l'effet des parois diminue relativement ; cette dernière raison rapproche les courbes de détente des adiabatiques correspondantes.

Toutes choses égales, les machines à grands espaces nuisibles ont des coefficients plus élevés, parce que les courbes de détente s'en trouvent relevées. La surchauffe rapproche au contraire les courbes de détente de la loi adiabatique, et par ce fait le coefficient devrait diminuer, mais elle réduit l'effet des enveloppes, dont la condensation moindre abaisse le déchet de la vapeur présente aux derniers cylindres.

On aura une idée de la variabilité de K par l'exemple des grandes machines Sulzer de 6.500 chevaux de Berlin (voir le tableau du n° 28). Les puissances indiquées sont données par le constructeur pour divers degrés d'introduction au petit cylindre, ce qui permet de calculer le coefficient admis pour différentes charges ; on obtient ainsi :

Fraction d'introduction au premier cylindre.	0.15	0.22	0.32	0.50
Rapport total de détente.	44	30	20.8	13.3
Puissance indiquée en chevaux.	3450	4470	5490	6500
Puissance théorique calculée ($p_o = 13.5$, $p' = 0.2$) . .	3185	4410	5869	8043
Coefficient K.	1.08	1.01	0.93	0.81

Le coefficient se montre ici particulièrement élevé ; tous les cylindres

sont à distribution par soupapes, qui donnent des espaces nuisibles plus grands que les obturateurs Corliss ; la puissance indiquée prévue suppose le fonctionnement avec de la vapeur surchauffée à 300° C.

La rankinisation s'effectue comme pour les machines compound (47) et donne lieu aux mêmes remarques quand à la manière de placer les diagrammes l'un par rapport à l'autre ; la figure 88 est donnée par M. *Schrœter* pour une machine à trois cylindres de 280, 450 et 700 mil-

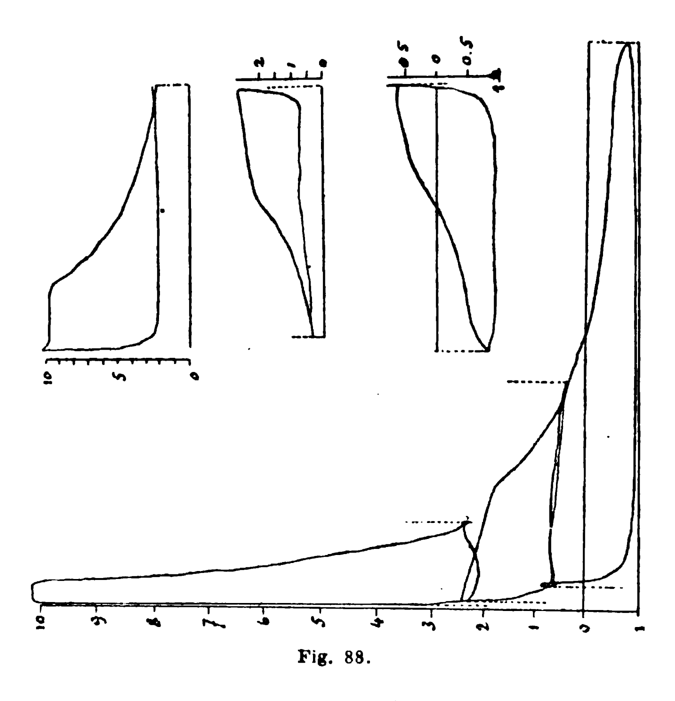


Fig. 88.

limètres de diamètre respectivement, et dont la course est de 1000 millimètres ; les deux premiers agissent sur la même manivelle (fig. 85). Les travaux sont ici assez également répartis sur les manivelles ; la disposition de la figure 86 est cependant préférée pour les grosses machines.

Observations sur le calcul de la pression variable aux réservoirs. — Les méthodes données au n° 42 pour les machines compound sont applicables. On peut suivre au moyen de sinusoïdes la marche du volume qui évolue entre deux pistons successifs ; cependant, si nous

considérons par exemple les deux premiers cylindres au moment où l'admission s'ouvre au second, la pression dans l'espace nuisible de celui-ci est inconnue, ce qui amène une assez grande complication. Aussi, on se contente, ce qui est suffisamment exact, de déterminer approximativement les pressions aux réservoirs en négligeant les espaces nuisibles et les compressions ; au moyen de cette première approximation, il est facile de calculer la pression au cylindre d'aval au moment de l'admission ; les équations à poser pour déterminer la ligne d'échappement du premier cylindre et celle d'admission du second deviennent ainsi indépendantes de ce qui se passe pour le troisième ou le quatrième cylindre.

§ VI

Rendement organique ; limite de la détente ; choix du rapport de compression.

51. — La difficulté qu'il y a à mesurer le travail produit sur l'arbre (1er fascicule, numéros 157 à 170) surtout pour les grandes forces, fait que l'on rapporte généralement la puissance des moteurs au travail effectué sur les pistons, c'est-à-dire au travail indiqué. C'est aussi au travail indiqué, ou travail brut, que l'on rapporte presque toujours la consommation ; il serait cependant beaucoup plus rationnel de ne compter que sur le travail effectif, ou sur l'arbre, comme on le fait dans les moteurs à gaz, où la puissance est souvent mesurable au frein.

Le travail *effectif* ou disponible est le seul qui devrait entrer en ligne de compte lorsqu'on établit un moteur, et la limite de détente qui donne le meilleur résultat par cheval effectif est différente de celle qui procure la plus grande économie sur le piston.

52. — *Résistances passives* (1). — Les résistances passives des ma-

(1) *Der mechanische Wirkungsgrad von Kolbenmaschinen*, par *H. Lorenz*, *Zeitschrift des V. D. I.*, 1894, p. 1267, est une étude théorique que l'on consultera avec fruit.

chines proviennent des frottements et des fonctions auxiliaires, telles que l'alimentation et la commande de la pompe à air.

Ces fonctions auxiliaires absorbent un travail d'autant moindre que le rendement calorifique est plus élevé ; la puissance consommée par la pompe à air dépend du reste dans une forte mesure de la quantité d'eau d'injection nécessaire, c'est-à-dire de sa température, elle est comprise en moyenne entre 1 0/0 et 3 0/0 de la puissance développée au cylindre ; le travail d'alimentation est à peu près négligeable.

Parmi les frottements il faut compter :

1° le frottement des garnitures de piston et des presse-étoupes ;
2° « de la crosse ;
3° « des articulations de la bielle ;
4° « des tourillons de l'arbre ;
5° « des organes de la distribution et de leurs excentriques.

Pour chaque degré de détente, l'ensemble de ces résistances passives peut être représenté par une augmentation fictive ε de la contre-pression qui a été désignée par p' dans les paragraphes précédents.

L'ensemble des expériences au frein faites sur les moteurs de puissance modérée prouve que, pour une même machine, cette ordonnée ε n'est que peu affectée par le degré d'introduction, c'est-à-dire que le moteur absorbe pour ses résistances passives un travail à peu près constant, soit qu'il fonctionne à vide ou à pleine charge. Ce résultat s'explique si l'on considère que les résistances 1°, 4° et 5°, qui sont les plus importantes, ne dépendent que peu ou point de la charge [1]. D'ailleurs, dans la marche à vide, les forces d'inertie conservent les mêmes valeurs, et s'il est vrai que leur travail sur le piston s'annule pour la course, il n'en est pas de même des résistances passives occasionnées par ces forces d'inertie. Il n'est même pas difficile d'imaginer un état de choses tel que les frottements pour une certaine charge soient moins élevés que dans la marche à vide à la même vitesse.

(1) Les tourillons de l'arbre sembleraient au premier abord devoir faire exception à cette règle, mais le facteur le plus important de leur frottement est le poids mort du volant ; la pression de la vapeur, plus prolongée lorsque l'introduction est grande, ne modifie la réaction sur les tourillons que dans une faible mesure.

Assez souvent, on prend comme mesure des résistances passives d'une machine chargée le travail indiqué qui doit être développé pour entretenir sa marche à vide [1].

53. — *Recherches de M. Thurston* [2]. — Un grand nombre d'expériences portant sur des machines de divers types ont permis d'établir quelques faits, et notamment que le travail du frottement pour une machine déterminée n'est pas influencé d'une manière appréciable par la charge, non plus que par le régime des pressions dans le cylindre ; ce travail reste sensiblement constant depuis la marche à vide jusqu'aux plus fortes charges, et lorsque les expériences ont accusé certaines variations légères, celles-ci se présentaient parfois en sens contraire de celles de la charge, et étaient dues à des modifications du graissage.

Les expériences ont été faites en général de la manière suivante : la machine à essayer fonctionnant à vide dans ses conditions normales de vitesse et de pression, le diagramme donne l'ensemble des résistances passives d'après ce qui vient d'être dit ; on a ensuite évalué la part de chacun des frottements dans ce total en actionnant l'arbre au moyen d'une courroie, et en mesurant au moyen d'un dynamomètre enregistreur de Morin la puissance communiquée pour mouvoir la machine, d'abord à sa vitesse normale, puis en enlevant successivement les différents organes tels que le piston et sa tige, le tiroir et sa tige, la crosse, la bielle, l'excentrique ; on a obtenu par différence le travail absorbé par chacun de ces éléments.

On a eu soin de mettre les organes dans leurs conditions de fonctionnement ; ainsi, pour ce qui concerne le piston, le cylindre a été chauffé à la température ordinaire ; pour la distribution, on a

(1) Pour la machine à triple expansion Sulzer de 6.500 chevaux dont il a été question (page 129), les puissances effectives et indiquées correspondantes annoncées par le constructeur étaient :

Puissances effectives	3.000	4.000	5.000	6.000 ch.
— indiquées	3.450	4.470	5.490	6.500 —
Part des résistances passives. .	450	470	490	500 —

La puissance indiquée de marche à vide a été trouvée de 394 chevaux.

(2) Ces recherches, accomplies pour la plupart au collège *Sibley*, ont été résumées par leur auteur dans les publications de l'*American Society of M. E.* ; voir *Engineering*, 1889, 1er sem., p. 22, 47, 68.

Détail des organes	Puissance absolue absorbée en chevaux	Puissance pour 0/0 du total des frottements	Puissance p. 100 de la puissance indiq. normale
MACHINE STRAIGHT-LINE DE 20 CHEVAUX 152 × 305, 230 TOURS PAR MINUTE, TIROIR ÉQUILIBRÉ.			
Tourillons de l'arbre	0.849	47.1	4.2
Collier d'excentrique	0.095	5.3	0.5
Bouton de manivelle	0.123	6.8	0.6
Crosse et pivot de crosse	0.098	5.4	0.5
Tiroir.	0.046	2.5	0.2
Piston et sa tige	0.593	32.9	3.0
Total	1.804	100	9
MÊME MACHINE, TIROIR NON ÉQUILIBRÉ			
Tourillons de l'arbre	0.849	35.4	4.2
Collier d'excentrique	0.095	4	0.5
Bouton de manivelle	0.123	5.1	0.6
Crosse et pivot de crosse	0.098	4.1	0.5
Tiroir.	0.631	26.4	3.2
Piston et sa tige.	0.593	25	3
Total	2.389	100	12
MACHINE LANSING DE 100 CHEVAUX, AUTOMATIQUE 305 × 457, 190 TOURS PAR MINUTE.			
Tourillons de l'arbre.	3.70	41.6	3.7
Distribution et son excentrique . . .	0.83	9.3	0.83
Piston, crosse et bielle.	4.35	49.1	4.35
Total.	8.88	100	8.88
MACHINE DE TRACTION, GENRE LOCOMOTIVE, DE 20 CHEVAUX, CYLINDRE DE 178 × 254, 200 TOURS.			
Tourillons de l'arbre	0.680	35.2	3.4
Bouton de manivelle, crosse et pivot de crosse	0.255	13.1	1.3
Excentrique et renvois	0.165	8.2	0.82
Tiroir et sa tige sans pression	0.030	1.5	0.15
Effet additionnel pour une pression de 40 livres	0 380	19.5	1.90
Piston et tige	0.270	16	1.35
Cercle et piston	0.130	6.5	0.65
Total.	1.910	100	9.57
MACHINE A CONDENSATION, CYLINDRE DE 533 × 508, 200 TOURS.			
Tourillons de l'arbre	3.3	46	
Piston, tige, crosse et bielle	1.48	21	
Distribution	1.47	21	
Pompe à air (frottements)	0.88	12	
Totaux. . . .	7.13	100	

laissé la vapeur sur les obturateurs, etc. Les résultats trouvés sont évidemment spéciaux aux machines essayées et on ne pourrait les étendre à des moteurs quelconques ; ils sont résumés dans le tableau ci-contre.

Les conclusions générales à tirer de ce tableau sont les suivantes :

Les tourillons de l'arbre entrent pour la plus forte part dans le total des frottements, cette part est même voisine de 0,50 pour deux des machines essayées, c'est-à-dire que le mouvement de l'arbre chargé de son volant absorbe autant de travail que tous les autres organes réunis ; le frottement du piston vient en second lieu pour les machines à distributeurs équilibrés, tandis qu'il vient en troisième ligne pour les machines à tiroir ordinaire, où le frottement du distributeur prend le second rang. Les articulations de la bielle et le guidage de la crosse n'absorbent qu'une part minime des résistances passives.

Au total, les machines essayées absorbent, pour la marche à vide, de 9 à 12 0/0 de leur puissance indiquée normale. Ces résultats sont du reste d'accord avec les nombreuses expériences au frein qui ont été faites en Europe ; le coefficient varie suivant la construction et le système de distribution, mais surtout avec le graissage ; ainsi, la lubrification du piston peut faire varier la part du frottement absorbé par cet organe dans une très forte mesure. On a vu (n° 13), que la lubrification forcée de tous les tourillons au moyen d'huile refoulée par une pompe a élevé le rendement organique jusqu'à 0,96 dans les moteurs Belliss et Morcom ; aussi ce mode de graissage s'est généralisé pour les petits moteurs à grande vitesse.

Pour une même machine, le travail total des frottements est très approximativement *proportionnel au nombre de tours* par minute, de sorte que si l'on augmente la puissance d'une machine en multipliant sa vitesse de marche, son rendement organique reste le même, tandis que si on atteint ce résultat en augmentant la pression, ce rendement augmente.

Le rendement organique des machines compound ne paraît pas inférieur à celui des machines monocylindriques de même puissance, toutes choses égales d'ailleurs, c'est-à-dire qu'on trouve pour le

diagramme de marche à vide de ces machines une puissance qui se rapproche généralement de 10 0/0 de la puissance normale indiquée. Ce résultat s'explique malgré que la machine compound comporte en plus tous les organes du petit cylindre ; en effet, tandis que les tourillons restent à peu près dans les mêmes conditions, la pression sur les distributeurs est diminuée, et nous avons vu plus haut que ces frottements sont les plus importants, on conçoit donc qu'il y ait à peu près compensation dans le total, au moins lorsque les distributeurs ne sont pas équilibrés.

54. — *Effet des résistances passives sur la détente totale.* — Connaissant les résistances passives pour une machine, on peut déterminer la valeur de la contre-pression fictive moyenne ε qui en résulte sur le piston ; pour les machines monocylindriques à détente prolongée, on trouve que ε équivaut par exemple, à $0^k,3$ par centimètre carré, et par conséquent, en comptant sur $p' = 0,2$:

$$\varepsilon + p' = 0^k,5$$

Dans un cylindre non conducteur le maximum d'économie par *cheval indiqué* serait donc produit en prolongeant la détente jusqu'au point M (fig. 89), tandis que le minimum de consommation par *cheval effectif* serait obtenu en arrêtant la détente au point N.

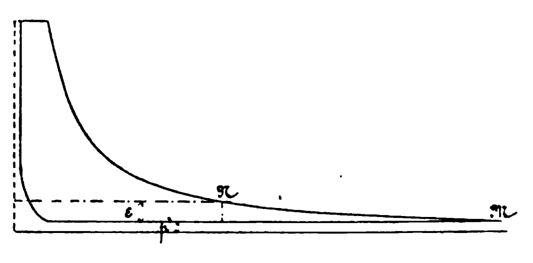


Fig. 89.

L'effet des parois modifie complètement ces conclusions pour les machines à condensation, car il oblige à limiter la détente (3ᵉ fascicule, n° 165) ; il est évident, toutefois, que le rapport à adopter pour obtenir

le meilleur résultat par cheval effectif n'est pas aussi élevé que l'autre, mais la différence est probablement réduite.

55. — *Rapports de détente et de compression à adopter.* — A défaut de données numériques sur l'effet des parois, la détermination de ce rapport ne peut qu'être expérimentale; malheureusement, la solution qui convient à un cylindre ne peut être étendue à ceux qui auraient des proportions ou des dispositions différentes. Pour chaque type de machine, il faudrait donc exécuter une série d'expériences pour différentes pressions, et déterminer pour chacune d'elles la consommation sous diverses charges et à différentes vitesses.

Une expérimentation aussi étendue n'a été entreprise à notre connaissance que pour les machines de *Willans* (56), qui sont d'un type très spécial; il serait peut-être dangereux d'en étendre les conclusions aux moteurs ordinaires.

On peut donc dire que la question du meilleur rapport de détente à adopter n'est pas résolue; chaque ingénieur cherche à se rapprocher des rapports qui lui ont donné les meilleurs résultats en tenant compte des quelques faits théoriquement et pratiquement établis que l'on peut résumer ainsi :

1° Le rapport de détente qui donne le maximum d'économie s'élève avec la pression.

2° Pour le même rapport de détente, la consommation diminue lorsque la pression initiale s'élève, mais de plus en plus lentement; de sorte que, pour chaque type de machine, il n'y a pas d'avantages à dépasser une certaine limite de pression.

3° Pour chaque genre de machines, la consommation s'abaisse lorsque la pression initiale augmente, en supposant que, pour chaque pression, on prenne les rapports de détente les plus convenables; ces rapports, d'après la condition 1°, vont en augmentant.

4° Pour la machine compound le rapport de détente totale le plus avantageux est plus élevé que pour la machine monocylindrique de même pression initiale. Cette conclusion est la même lorsque l'on compare la triple à la double expansion, etc.

5° Toutes choses égales d'ailleurs, le rapport de détente qui four-

nit le maximum d'économie est d'autant plus élevé que les précautions prises pour combattre l'effet des parois sont plus complètes.

6° Pour une même machine, l'effet d'une augmentation du nombre de tours est complexe; toutes choses égales d'ailleurs, l'effet de paroi diminue (3ᵉ fascicule, n° 159) tandis que les pertes de charge augmentent.

Il existe différentes formules empiriques pour déterminer le degré de détente, elles ne sont pas d'accord avec les faits, et ne peuvent rendre aucun service.

Expériences sur le degré de détente le plus avantageux. — Des expériences dans lesquelles on a maintenu la pression initiale constante ainsi que le nombre de tours, faites au laboratoire de Gand sur un cylindre à distribution par tiroirs superposés Hertay, muni d'une enve-

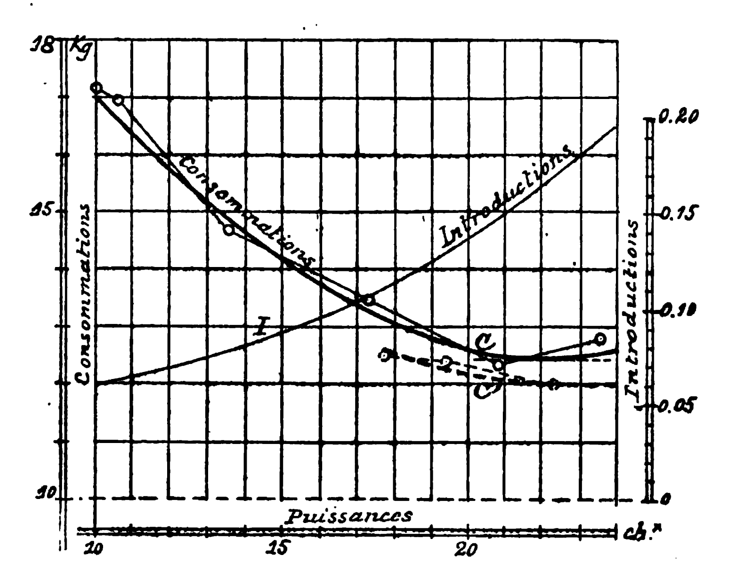


Fig. 90.

loppe de vapeur très complète, et fonctionnant sans condensation, ont donné les résultats traduits en diagramme par la figure 90. Les dimensions et les conditions de fonctionnement étaient les suivantes (voir fig. 103) :

Diamètre et course du piston.	250 — 500 mm.
Diamètre de la tige sur les deux faces . .	40
Espace nuisible	4.67 p. 0/0
Pression initiale effective	6.20 kg. par cm²
Tours par minute	105.85
Compression	19.2 p. 0/0

Les puissances sont indiquées en abscisses à partir de 10 chevaux, les ordonnées de la courbe I donnent les introductions correspondantes: celles de la courbe C représentent le poids de vapeur consommé par cheval-heure tant dans le cylindre que dans l'enveloppe. Le minimum de 12,5 kg. corrrespond à l'introduction de 16,4 0/0 (environ $\frac{1}{6}$), pour la puissance de 21,7 chevaux.

Dans ces expériences, l'extérieur du cylindre et des chapelles était nu, et n'était que faiblement protégé contre le rayonnement par une enveloppe en tôle.

Une nouvelle série d'essais a été faite après application d'une couche de farine fossile de 25 millimètres d'épaisseur sur une grande partie des parois. Le minimum de consommation a été abaissé de 0,5 kg., soit de 4 0/0 (courbe C'); ce résultat a été obtenu par une diminution à peu près égale de la condensation dans les enveloppes, c'est-à-dire que le poids de vapeur admis dans le cylindre n'a pas été influencé par cette modification.

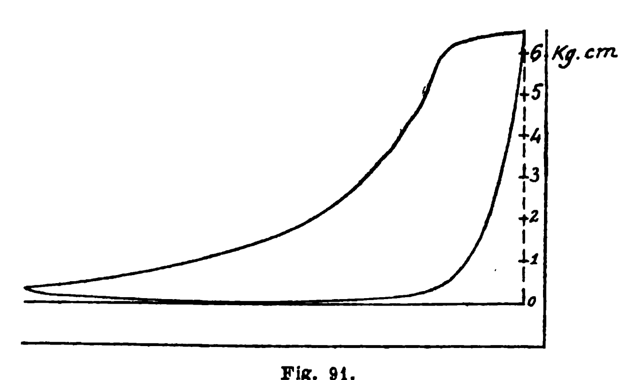


Fig. 91.

Les surfaces rayonnantes étaient particulièrement importantes relativement au volume du cylindre; l'avantage qu'il y a à les garnir d'en-

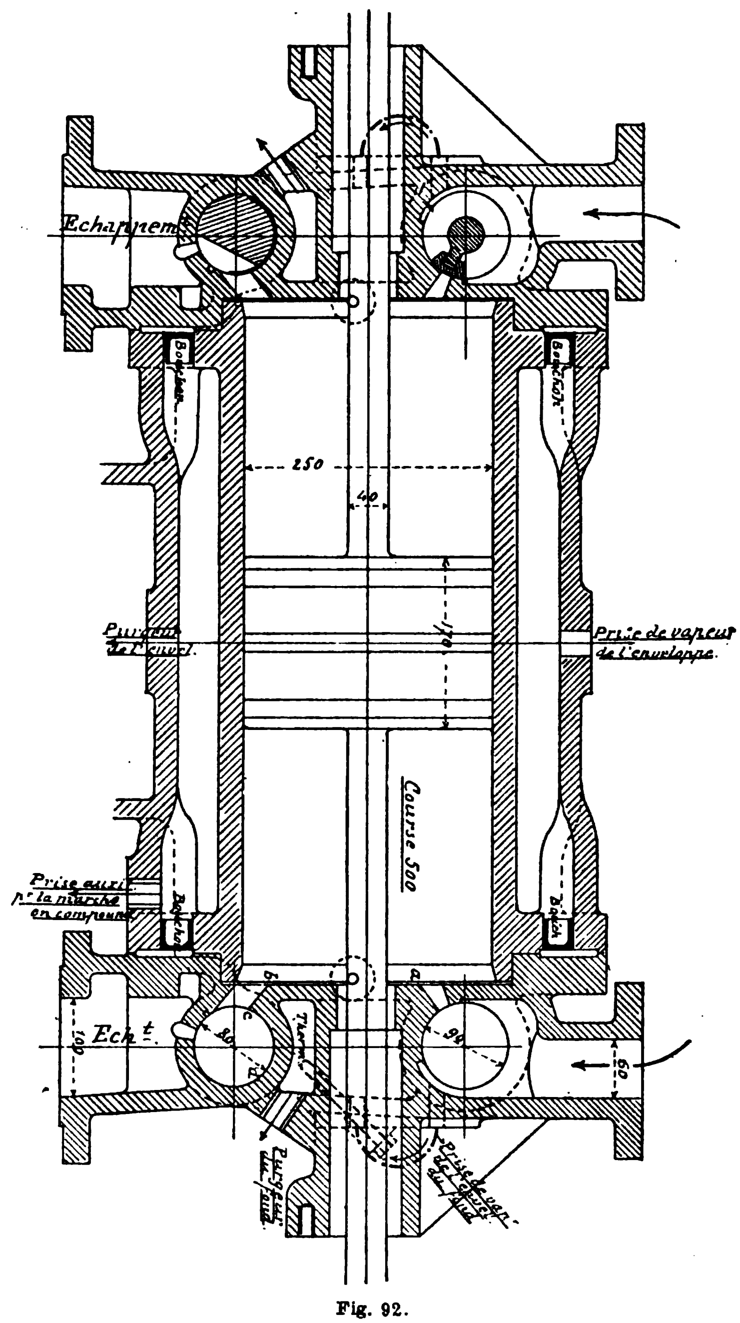

Echappem.t
250
40
170
Course 500
Prise de vapeur de l'enveloppe
Ech.t
100
80
94
60

Fig. 92.

duits mauvais conducteurs ne serait pas aussi prononcé pour une machine plus puissante. Il est néanmoins important de disposer les cylindres de manière à ce que les surfaces puissent recevoir une forte couche isolante.

La figure 91 donne un spécimen des courbes d'indicateur obtenues dans l'essai qui se rapproche le plus du minimum de consommation.

Des expériences analogues ont été répétées sur un cylindre de dimensions identiques au précédent, mais à distribution Corliss à déclenche-

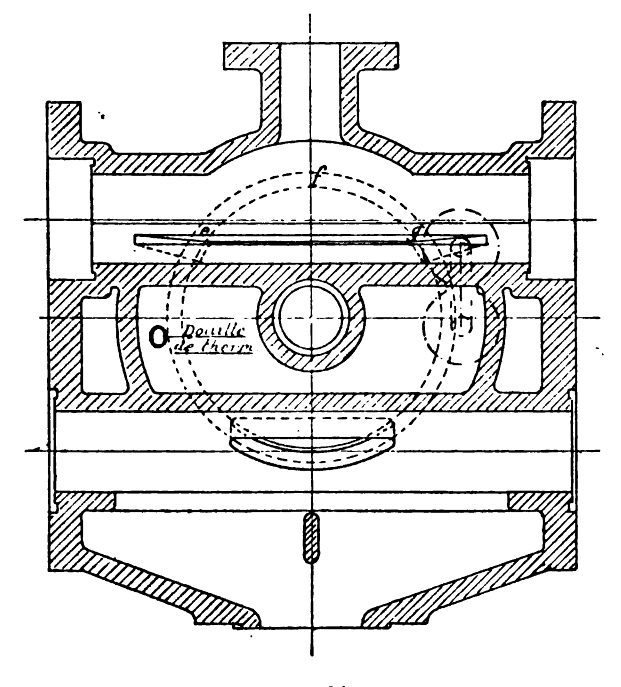


Fig. 92 *bis*.

ment (fig. 92 et 92 *bis*); l'espace nuisible est réduit ici à 3,83 0/0 (1). Les conditions des expériences comparatives ont été un peu différentes, comme on le voit par les deux tableaux ci-annexés.

(1) Les dimensions sont indiquées p. 57.

FONCTIONNEMENT SANS CONDENSATION

	Avec enveloppe		Sans enveloppe
Rapport de compression	11 0/0	20 0/0	20 0/0
Pression initiale effective en kg. par cm²	5,47	5,54	5,33
Tours par minute	102	101,18	100,7
Consommation minimum par cheval-heure. kg.	12.618	12.746	13.934
Introduction correspondante	0.172	0.207	0.229
Rapport de détente	5,8	4,8	4,4
Puissance correspondante. ch.	23,47	24.211	24.791

FONCTIONNEMENT A CONDENSATION AVEC ENVELOPPE

	Avec enveloppe		Sans enveloppe
Rapport de compression	10 0/0	10 0/0	10 0/0
Pression initiale effective en kg. par cm²	5,44	5,54	5,65
Tours par minute	99,54	98,91	98,57
Consommation par cheval-heure. kg.	9.293	9.402	9.632
Introduction correspondante	0.069	0.098	0.139
Rapport de détente	14,5	10,2	7,2
Puissance correspondante. ch.	21,16	24,31	28,91

Les essais à condensation n'ont pas porté sur des introductions inférieures à celle de la première colonne du tableau, à laquelle correspond la consommation la plus réduite, et qui est probablement très rapprochée du minimum.

Les résultats du fonctionnement à condensation sont traduits dans la figure 93; dans un but de comparaison, on a tracé sur le même diagramme les courbes relatives aux essais sans condensation à enveloppe, avec compression de 11 0/0 et introductions variables [1].

Le premier de ces tableaux montre l'influence de la compression et de l'enveloppe sur le rapport de détente le plus avantageux (comparer les colonnes 1 et 2, puis 2 et 3). Le second montre que le rapport de détente à choisir est beaucoup plus élevé pour la marche à condensation; malgré l'introduction beaucoup plus réduite, la puissance du maximum d'effet n'est pas notablement abaissée (comparer la première colonne

(1) La première colonne du premier tableau se rapporte à la consommation minimum de cette série.

des deux tableaux, qui se rapportent sensiblement à la même compression), mais il y a entre les deux modes de fonctionnement un avantage de 25 0/0 en faveur de la condensation. La figure 94 donne les courbes d'indicateur comparées se rapportant aux deux cas.

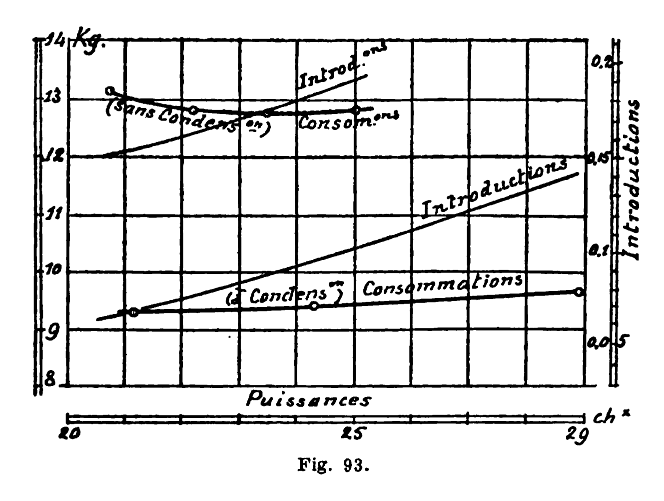


Fig. 93.

Ce fait démontre qu'il y a avantage à appliquer la condensation à une machine existante qui doit continuer à développer la même puissance; ce cas se présente ordinairement dans l'installation des condensations centrales.

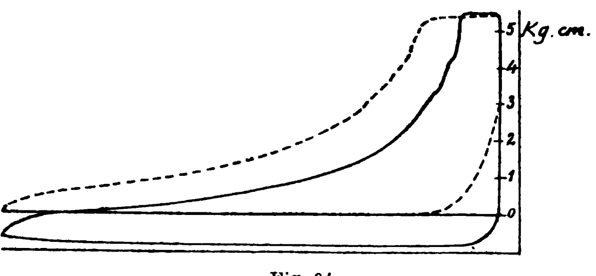


Fig. 94.

Choix du rapport de compression. — Cette question a été examinée dans le fascicule 3 (n° 162). Il résulte des remarques faites à ce sujet que la théorie des échanges, aussi bien que l'expérience, indiquent que la marche la plus économique est obtenue, non avec une compres-

sion complète, comme celle de la figure 91, mais avec une compression modérée, dont le taux dépend de la conformation du cylindre et des conditions de fonctionnement.

Nous avons fait de nouvelles expériences au moyen du cylindre Corliss de la figure 92, dans le but de déterminer la compression la plus avantageuse : 1° quand on maintient la puissance constante, ce qui oblige à augmenter l'introduction en même temps que la compression, 2° quand on ne fait pas varier l'introduction, ce qui abaisse la puissance au fur et à mesure que la compression augmente (1).

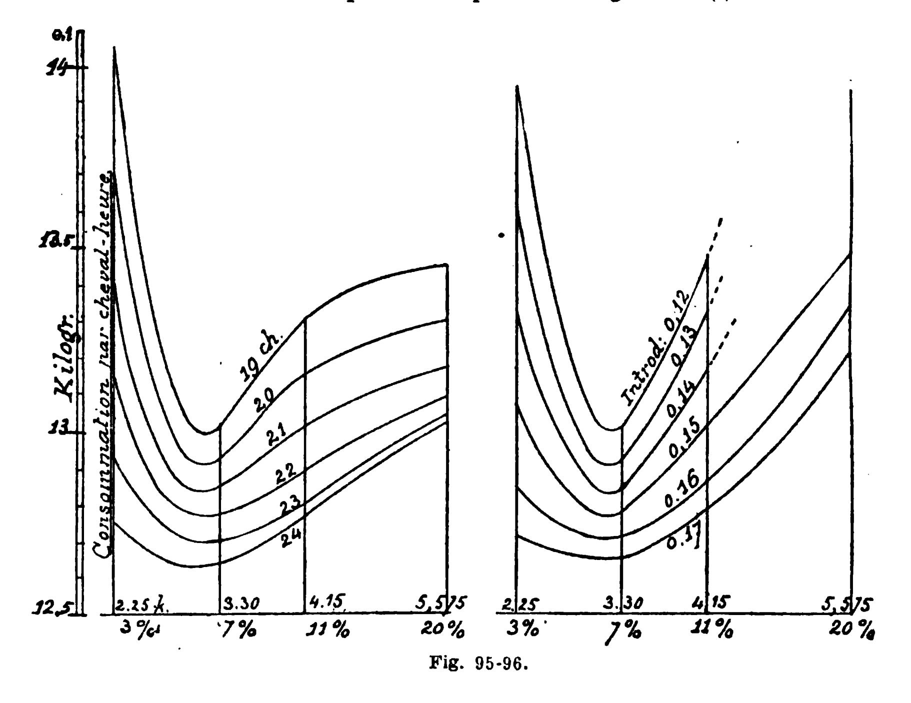


Fig. 95-96.

Les résultats trouvés sont conformes à ceux qui avaient été établis par M. Klemperer; nous nous bornons à reproduire ceux des essais avec cylindre à enveloppe, sans condensation. La pression absolue à l'introduction était de 6,5 kg. environ par centimètre carré et la vitesse de 101 à 102 tours par minute. La figure 95 donne les courbes de consommation à puissance constante en fonction des pressions absolues

(1) *Revue de Mécanique,* février 1907.

réalisées à la fin de la compression, qui sont portées en abscisses. Dans la figure 96, les abscisses sont les mêmes, mais les courbes de consommation correspondent à des introductions constantes.

Il résulte de ces diagrammes que la compression la plus avantageuse est un peu inférieure à 7 0/0, aussi bien à puissance qu'à introduction constantes; cette compression relève la pression absolue dans l'espace nuisible à 3,25 kg. par centimètre carré, soit la moitié de celle d'admission; le bénéfice qui en résulte est prononcé pour la marche à faible puissance, il est au contraire très réduit pour les fortes introductions.

Ces conclusions sont spéciales au cylindre essayé, dont l'espace nuisible (3.83 0/0) est assez faible.

On a vu d'autre part que la compression est favorable à la douceur de marche, à la condition qu'elle soit suffisante pour changer, un peu avant les points morts, le sens de l'effort transmis au bouton de manivelle (26).

Ces conclusions peuvent se concilier dans une mesure suffisante en adoptant des compressions qui atteignent, par exemple, tout au plus la moitié de la pression absolue d'admission.

Pour la marche à condensation, la compression reste d'ailleurs fort en dessous de cette limite, à cause de la pression très faible de la vapeur d'échappement.

Dans les machines compound, on ne s'écartera pas probablement beaucoup de la marche la plus économique en réglant la compression de manière qu'elle atteigne la moyenne entre les pressions d'admission et d'échappement. Au grand cylindre, il peut arriver, pour d'autres raisons, que la compression choisie ainsi devienne exagérée dans le cas où la machine doit fonctionner éventuellement avec échappement à l'air libre.

56. — *Recherches de Willans* (1). — Ces recherches constituent l'un des travaux d'expérimentation les plus considérables qui aient été faits jusqu'ici; elles ont été poursuivies sur le type de machines inventées par ce constructeur, et ont porté sur des moteurs simples,

(1) *Steam Engine Trials*, by *Peter William Willans*, *Minutes of Proceedings of the Institution of C. E.* (vol. CXIV, 1892-93).

compound, et à triple expansion, pour diverses pressions initiales, divers rapports de détente et différentes vitesses; elles sont trop étendues pour que nous puissions les rapporter ici, nous signalerons seulement quelques-unes des conclusions principales qui s'en dégagent.

L'auteur a fait usage d'un mode de représentation des résultats qui met en évidence une loi très simple, que l'on a appelée en Angleterre la *loi de Willans;* il n'est pas certain toutefois que cette loi s'appliquerait à un moteur quelconque, bien qu'elle paraisse susceptible de généralisation (1).

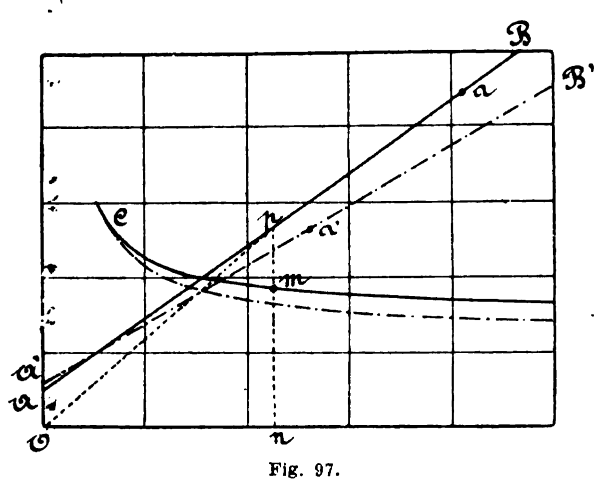


Fig. 97.

Pour un moteur donné, on porte en abscisses la pression moyenne sur le piston; dans le cas d'une machine à expansions multiples cette pression est rapportée à l'unité de surface du grand piston; les abscisses ainsi mesurées sont évidemment proportionnelles à la puissance indiquée. On porte en ordonnées la consommation totale de vapeur de la machine obtenue pour les différents points en faisant varier la pression et non le rapport d'introduction. On obtient ainsi une *ligne droite* AB disposée comme celle de la figure 97.

La consommation par cheval pour chaque puissance est le quotient de l'ordonnée par l'abscisse; lorsqu'on la porte en ordonnées en conservant la pression moyenne en abscisses, on obtient l'hyperbole C*m*.

(1) Voir les remarques de *Sir Kennedy* dans la discussion du mémoire cité.

L'ordonnée mn de cette courbe étant la tangente de l'angle p O n, on voit qu'elle tend rapidement vers une valeur constante.

Lorsque, pour une même machine, on adopte un autre degré d'introduction constant en faisant varier la pression, on obtient une ligne droite différente de la première; ainsi, AB se rapporte à un essai dans lequel la détente est 4,8 volumes, tandis que A'B' traduit pour la même machine les résultats obtenus avec une expansion de 15,5 volumes.

En marquant sur la ligne AB les différentes pressions absolues initiales qui fournissent les pressions moyennes portées en abscisses, on constate que ces pressions augmentent proportionnellement.

Ayant tracé sur un même diagramme, les différentes lignes AB, A'B', etc., qui se rapportent à des introductions différentes, et ayant marqué les points a, a', etc., qui, sur ces lignes, se rapportent à une même pression absolue initiale, on formera, en joignant ces points, une série de courbes. Pour chacune d'elles, la pression initiale est la même, mais les ordonnées se rapportent à des introductions différentes et donnent les consommations totales pour ces introductions et un même travail indiqué. En menant par l'origine la tangente à ces courbes d'égale pression, l'inclinaison de cette ligne donne le minimum de consommation par cheval, et la position du point de contact fait connaître le rapport de détente qui donne ce résultat.

Pour chaque machine, et sans rien changer aux autres conditions, la vitesse a été portée à 100, 200, 300 et 400 révolutions, les résultats ont continué à se traduire par une loi rectiligne, spéciale à chaque vitesse.

Dans cette série nombreuse d'essais, les diagrammes ont servi à calculer le titre de la vapeur dans le cylindre au commencement de la détente et avant l'échappement, la différence entre l'unité et les fractions trouvées se trouve à l'état d'eau dans le cylindre ou sur les surfaces internes; en portant ces quantités rapportées à la consommation totale en déduction des ordonnées, on obtient encore des lignes droites. Pour les fortes pressions, les condensations suivent très approximativement la loi résultant du calcul (3e fascicule, 159), mais pour les faibles pressions initiales, le degré d'expansion restant le même, le gain dû à l'augmentation de vitesse est beaucoup plus rapide que la racine carrée du nombre de tours; il arrive même que la machine tournant à

400 tours condense moins d'une manière absolue que lorsqu'elle ne fait que 100 tours, alors que son travail est cependant quadruplé.

§ VII

Cylindres et enveloppes.

57. — Dans le tracé des cylindres, beaucoup de points doivent être pris en considération en dehors de la construction proprement dite, qui n'est pas traitée dans cet ouvrage. Les dispositions employées sont influencées par tant de circonstances diverses, qu'il serait impossible de rencontrer ici tous les cas, nous ne pourrons donner que quelques principes généraux, résumant ou complétant les conclusions que l'on peut tirer de l'étude thermique de la machine à vapeur et de l'étude organique contenue dans les chapitres précédents.

En principe, il est démontré que l'enveloppe de vapeur améliore le rendement thermique des machines de tous genres; on ne peut donc se borner à chemiser le pourtour du cylindre, il faut s'attacher, avec plus de soin encore, à envelopper les surfaces du type couvercle, dont l'influence sur les phénomènes des parois est plus forte (3[e] fascicule, 158). Il y a du reste une surface qu'il est difficile d'atteindre dans les machines à double effet, c'est celle des plateaux du piston (1).

Malgré toutes les précautions possibles dans le tracé des cylindres,

(1) Dans l'un des premiers moteurs à vapeur surchauffée de *Wilhelm Schmidt*, le fonctionnement est en grande partie à simple effet, et l'on est parvenu à faire pénétrer la vapeur du receiver à l'intérieur du piston à basse pression et de sa tige, mais cette disposition est tout à fait exceptionnelle (*Zeitschrift des V. D. I.*, vol. XXXIX, 1895, p. 5) ; on la trouve aussi dans une machine de *C. Bourdon* exposée à Paris en 1900 (*La Mécanique à l'Exposition* de 1900, 3[e] livr. par *Eude*). M. Ch. Beer a exposé à Bruxelles, en 1897, une machine à piston chauffé.

Plus récemment, M. N. François a réalisé une disposition ingénieuse de cylindre dans lequel le bénéfice de l'enveloppe est poussé à son extrême limite. Le piston est dédoublé (fig. 98), ses deux plateaux sont maintenus à distance par une entretoise ; la vapeur est admise d'une manière permanente dans l'intervalle par la fente circulaire qui sépare les deux tronçons du cylindre et produit son action réchauffante non seulement à travers les faces du piston, mais aussi sur la paroi interne du cylindre.

On parvient ainsi à réduire considérablement l'action des parois ; dans plusieurs essais que nous avons analysés et qui sont remarquables par les faibles consommations obtenues, les courbes de compression restent sensiblement adiabatiques jusqu'au sommet, et le rendement par rapport au cycle de Rankine atteint 0.75. Cet avantage est obtenu au prix d'un certain allongement de la machine, dont la longueur de cylindre est presque doublée (voir *H. Hubert*, *Revue Universelle des mines*, 1905, tome XI, p. 1 et *Engineering*, 1905-2-12).

on constate, en comparant minutieusement des machines des différents types, que le rapport des surfaces enveloppées à la surface totale est loin d'atteindre l'unité ; le manteau est en général bien chemisé, mais les surfaces qui délimitent l'espace nuisible ne le sont que partiellement (la fraction varie entre 20 et 65 0/0). L'utilité des enveloppes a donné lieu à beaucoup de discussions amenées par cette différence même, à laquelle on n'a pas eu égard dès l'abord ; ainsi les cylindres ont été rangés en deux catégories, suivant qu'ils étaient ou non entourés d'une enveloppe ; ce point de vue est faux, les cylindres peuvent être plus ou moins chemisés, et ils présentent des écarts considérables sous ce rapport. Les enveloppes ne sont d'ailleurs efficaces que pour autant que l'eau et l'air ne s'y accumulent pas, et l'on doit adopter des dispositions qui évitent cet inconvénient capital.

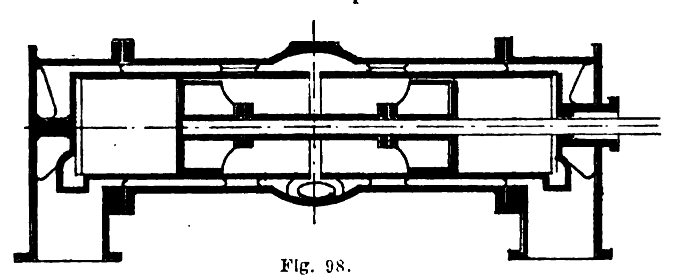


Fig. 98.

Dans le tracé, il faut s'attacher à réduire en même temps le volume et la surface de l'espace nuisible ; toute l'attention s'est portée (avec Corliss) sur le volume, et, bien que l'effet des parois soit connu depuis aussi longtemps, on y a pris beaucoup moins garde.

Des difficultés très réelles de tracé empêchent de diminuer les surfaces nuisibles, ainsi, les canaux de vapeur peuvent rarement être enveloppés ; le cylindre des machines Farcot et des anciennes machines Bède présente sous ce rapport une supériorité qu'il doit à la position des distributeurs dans les fonds (fig. 99) ; cet avantage est obtenu au détriment de la facilité de visite du piston, néanmoins cette disposition a été adoptée par beaucoup de constructeurs.

D'ailleurs la surface de la valve d'échappement partout où elle est baignée par la vapeur, celle des couvercles des chapelles où elles sont logées, les écrous de fixation des pistons, les parties des pistons qui

dépassent les cercles du côté des fonds, les nervures de renfort à l'intérieur des lumières, les emboîtements des couvercles et des faux couvercles nécessités par la barre d'alésage, toutes ces surfaces s'ajoutent et contribuent à augmenter l'importance des condensations [1].

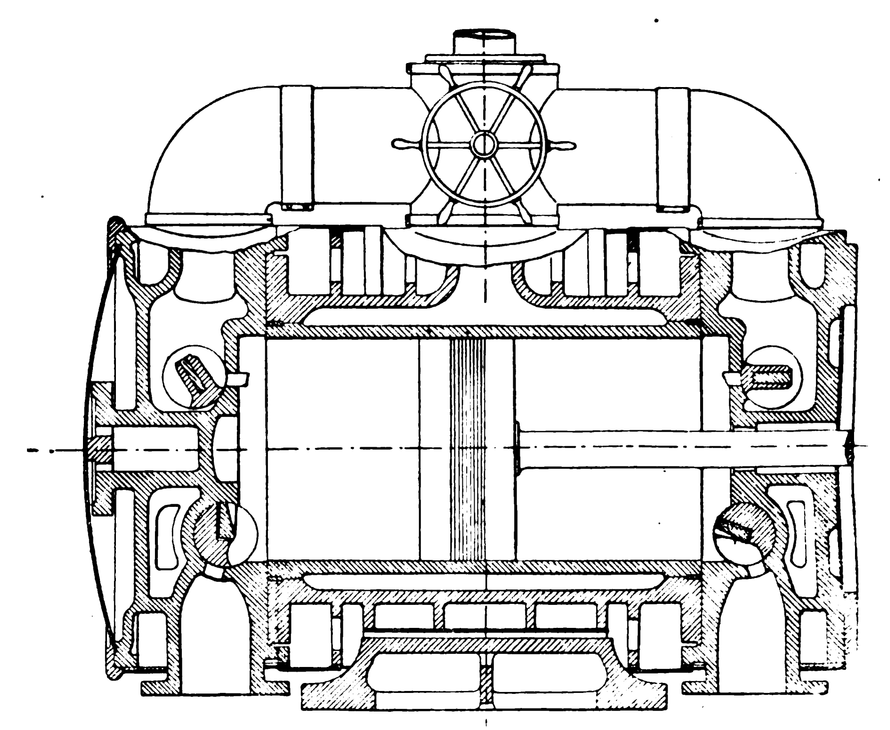


Fig. 99.

Le minimum possible des surfaces du type couvercle correspondrait au double de la section du piston, mais cette limite idéale est loin d'être atteinte, on trouve très peu de cylindres dans lesquels le total des surfaces nuisibles s'abaisse en dessous du triple au quadruple de cette limite (soit 6 à 8 fois la section du piston), et cette observation s'applique à tous les cylindres à lumières courtes, quel que soit le genre

(1) On rencontre des machines dans lesquelles la plus grande attention s'est portée sur le côté cinématique, et où les couvercles présentent, quelquefois inutilement, des emboîtements profonds, d'autres fois, on a visiblement cherché à réduire ces emboîtements, mais par une véritable inadvertance, on les a reportés sur l'épaisseur du piston.

du distributeur employé. Si, pour réduire ces surfaces, on augmentait la course au détriment du diamètre, la surface cylindrique prendrait une importance plus grande ; à d'autres points de vue, il serait plus difficile de donner aux canaux des sections suffisantes.

Les cylindres sont venus de fonte avec leur enveloppe pour les petites dimensions (jusqu'à 500 millimètres de diamètre au plus) ; pour les cylindres longs, ce mode de construction ne donne pas des surfaces de frottement assez dures ; les noyaux de fonderie occupant l'enveloppe sont difficiles à maintenir pendant la coulée, ils peuvent se déplacer légèrement, et donner à la partie à aléser une épaisseur inégale ; enfin, il faut craindre les différences de dilatations entre les deux surfaces cylindriques. Pour ces raisons diverses, les cylindres importants sont généralement coulés en deux pièces, le fourreau peut être en fonte plus dure, il est assemblé à l'enveloppe avant l'alésage. La maison Bollinckx a recours au mode de construction ingénieux représenté figure 100.

Les joints entre l'enveloppe et le fourreau doivent présenter toute garantie d'étanchéité, sinon, la vapeur à pleine pression de l'enveloppe passerait directement à l'échappement.

La vapeur est amenée de l'enveloppe dans les couvercles au moyen

d'une tubulure que l'on démonte facilement, l'eau de condensation est évacuée par une tubulure semblable ; la même observation s'applique aux poches isolées dans lesquelles on juge utile de maintenir la vapeur.

Pour les cylindres Corliss, la disposition Farcot est plus souvent pré-

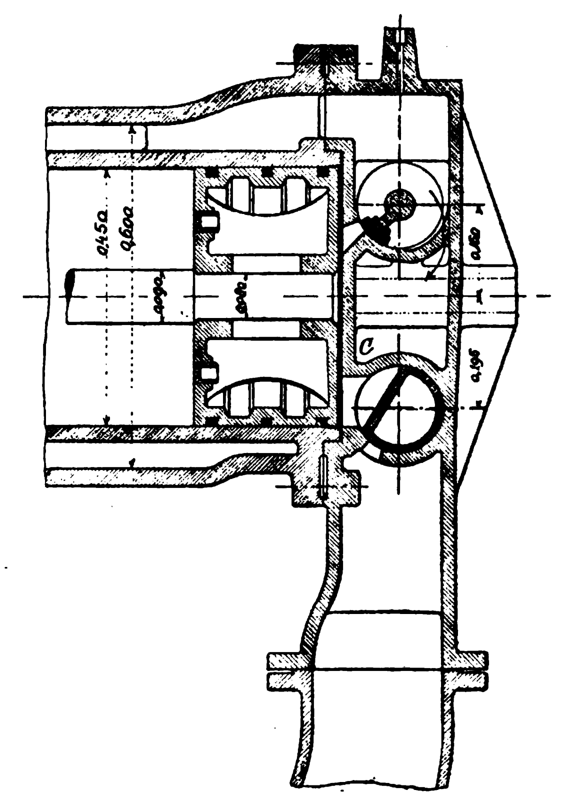


Fig. 101.

férée ; plusieurs constructeurs coulent le cylindre d'un seul jet avec l'enveloppe, à la condition de donner à cette pièce une grande simplicité (fig. 92) ; pour les cylindres de grande dimension, on se met à l'abri des retraits inégaux en munissant l'enveloppe d'ondulations en forme de bourrelets qui facilitent la déformation longitudinale.

La figure 101 représente l'une des extrémités d'un cylindre et la disposition du joint avec l'un des fonds (Phénix) ; l'eau de condensation qui se ramasse au fond de la chambre C retourne à l'enveloppe par deux

trous qui traversent le joint sec entre le cylindre et la culasse, ce qui évite les tubulures et simplifie le départ vers le purgeur (1).

Les cylindres de la Société Van den Kerchove (fig. 282-283) sont conçus d'après le même principe, l'emploi de distributeurs du genre piston a permis de réduire à leur limite inférieure l'étendue des surfaces

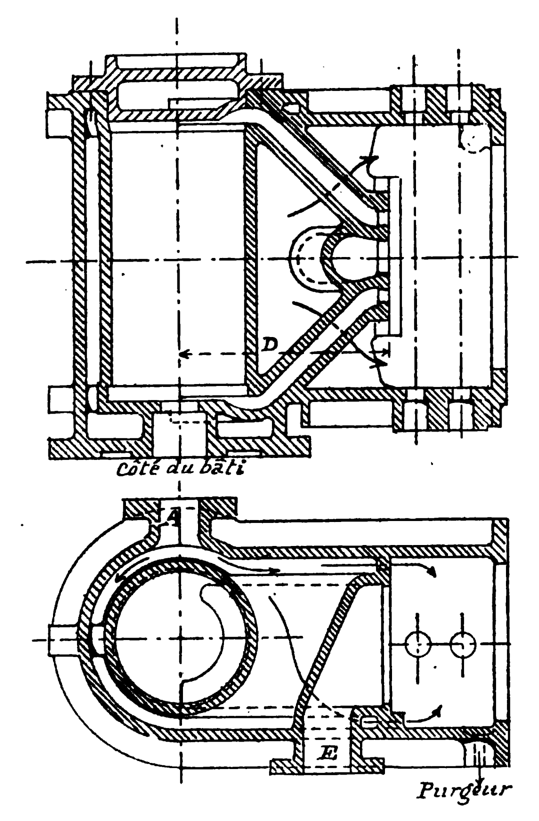


Fig. 102.

nuisibles, et d'envelopper aussi complètement que possible celles des canaux d'échappement (Chap. III, § X). Les machines de la maison Carels (Pl. VIII) présentent des dispositions analogues.

Pour les petits moteurs courants, on se préoccupe rarement d'assu-

(1) Les dispositions de la figure 92 sont différentes, parce qu'on a tenu, dans un but d'expérience, à récolter séparément l'eau de l'enveloppe et celle des fonds.

rer le bon fonctionnement de l'enveloppe, et on la supprime souvent pour obtenir des cylindres sains de coulée. La figure 102 représente un cylindre à enveloppe rationnellement disposé, qui nous a donné de bons résultats, et qui diffère plus qu'il ne semblerait au premier abord de ceux qu'on rencontre le plus souvent. La vapeur vient du modérateur par la tubulure A, se répand autour du cylindre et sur le fond d'avant, et passe dans la chapelle aux deux extrémités de la glace par les ouvertures qui restent libres au-dessus et en dessous des conduits de distribution (voir les flèches); les canaux sont complètement entourés de vapeur vive, et les eaux de condensation sont entraînées vers la tubulure du purgeur placée sous la chapelle. La surface du conduit d'échappement est partiellement en contact avec l'enveloppe, ce qui produit un réchauffage inutile, mais cette surface est réduite au minimum, de même que la paroi commune entre ce conduit et les canaux.

Il ne faut pas perdre de vue que l'enveloppe ne fait qu'atténuer le rôle nuisible des parois et qu'il y a toujours intérêt à réduire leur étendue ; à cet effet, il faut admettre pour la distance D le minimum possible, qui est imposé par les portées du bouton et du moyeu de manivelle et la longueur du palier principal.

Il est indispensable aussi, en étudiant la constitution du cylindre, de prévoir partout les brides nécessaires pour noyer la couche d'enduit calorifuge qui doit revêtir les surfaces, et pour y appliquer une enveloppe en tôle.

Le cylindre à tiroirs plans, dont la planche IV représente un spécimen, peut être amélioré au point de vue de l'économie, mais au prix d'une assez grande complication ; la question a perdu son intérêt par suite de l'abandon de ce genre de distribution dans les moteurs fixes d'une certaine puissance. La figure 103 représente l'un des cylindres de rechange du moteur d'expériences du laboratoire de Gand dont les dimensions sont données p. 139 (le diagramme figure 91 se rapporte à ce cylindre). La vapeur venant du modérateur pénètre dans les deux culasses par les tubulures A et parcourt les fonds *e* en se rendant aux chapelles ; l'enveloppe E du pourtour cylindrique est alimentée par un petit branchement en dérivation non représenté. Il résulte de cette disposition un chauffage très efficace des canaux *l* sur trois de leurs faces;

les conduits d'échappement D ont des faces de contact aussi réduites que possible avec les glaces et les canaux l [1].

Divers moyens propres à augmenter l'efficacité des enveloppes ont

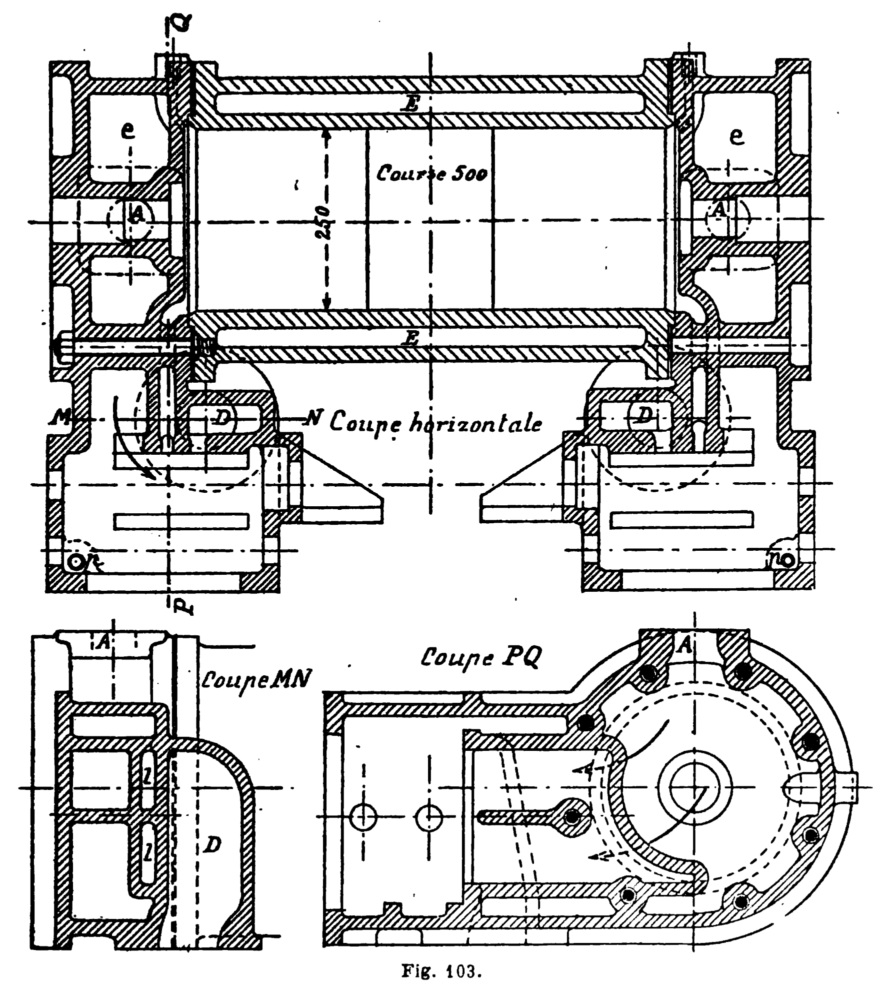


Fig. 103.

été proposés et mis en pratique. M. G. Duchesne préconise l'emploi d'un petit générateur additionnel à pression surélevée, alimentant les

(1) Ce cylindre s'est montré un peu plus économique que le cylindre Corliss de dimensions identiques de la figure 92, dans les mêmes conditions de pression et de vitesse ; néanmoins, pour les grandes machines à pression élevée, le tiroir plan a trop d'inconvénients pour qu'il y ait lieu d'y revenir.

enveloppes au moyen de vapeur saturée, dont la température dépasse notablement celle d'admission dans le cylindre. On parvient ainsi à relever suffisamment la température des parois chemisées pour rendre l'échange pratiquement insignifiant. M. Duchesne chauffe également une partie des surfaces du piston au moyen d'un dispositif spécial plus ou moins analogue en principe à celui qu'avait déjà employé M. Ch. Beer. Ces dispositions entraînent forcément des complications qui sont un obstacle à leur généralisation.

Après bien des essais et des tâtonnements, les dispositions employées pour le chauffage se sont uniformisées, et se résument dans les points suivants :

1°) Chaque cylindre est chauffé par de la vapeur dont la température correspond à celle de l'admission.

2°) Cette condition est facilement remplie en faisant passer dans l'enveloppe la vapeur qui doit être ensuite admise dans le cylindre, ou tout au moins en mettant largement l'enveloppe en communication avec la vapeur des chapelles.

3°) Il faut veiller à ce que le courant de vapeur n'entraîne pas dans le cylindre l'eau de condensation qui ruisselle dans l'enveloppe.

4°) Il est inutile d'envelopper les receivers, puisque la vapeur s'y trouve à pression à peu près constante, on ne ferait ainsi que déplacer la condensation sans augmenter le rendement (1).

5°) L'eau de condensation est extraite par des purgeurs automatiques (4e fascicule, n° 115), et, exceptionnellement, par des pompes qui la renvoient aux chaudières ; les huiles qu'elle renferme constituent à cet égard une difficulté (2).

Toutes les considérations qui précèdent sont applicables aux machines à vapeur saturée ou faiblement surchauffée. Pour les surchauffes prononcées, on trouve préférable de supprimer toute enveloppe au premier cylindre, tant sous le rapport de l'économie

(1) M. Witz a fait des essais comparatifs intéressants qui confirment cette manière de voir ; la consommation la plus basse de la compound essayée a été obtenue en chauffant les cylindres seulement (6.067 kg.), elle a été de 6.302 kg. en chauffant le receiver. (*Publication de la Société Industrielle du Nord de la France*, 1893.)

(2) Voir un procédé d'utilisation partielle de la chaleur des eaux de purge (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1893, p. 222).

que de la construction, celle-ci devant se prêter aux fortes dilatations.

57 bis. — *Cylindres des machines à équicourant* (1). On appelle

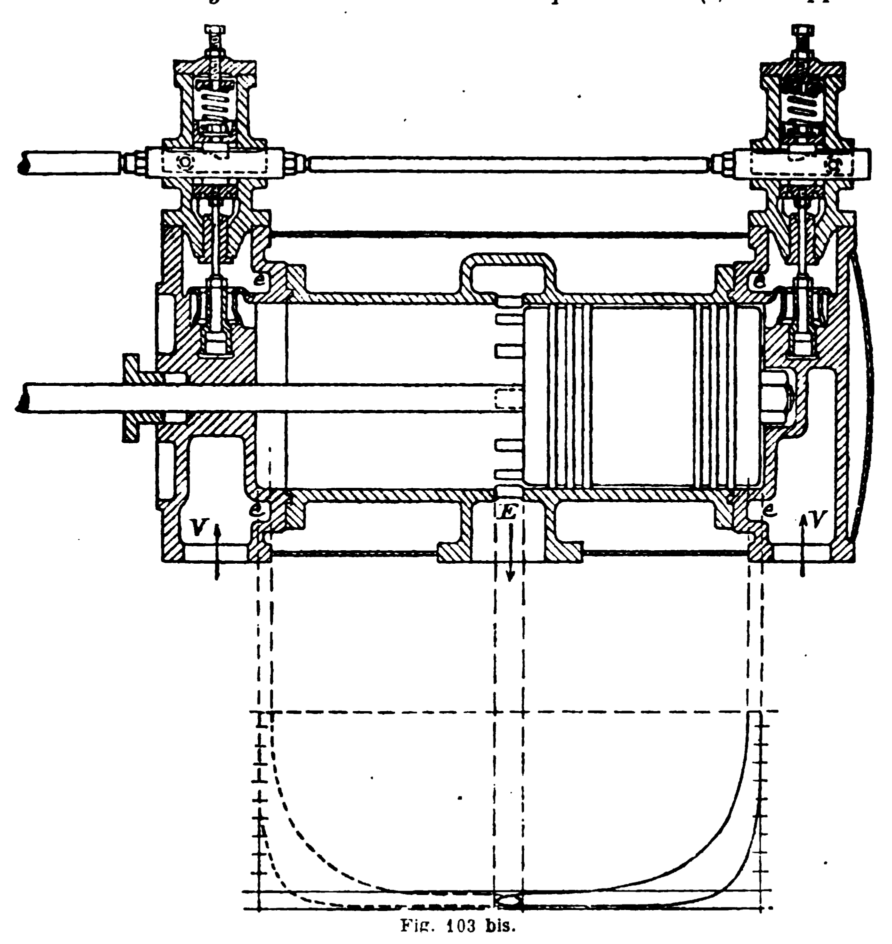


Fig. 103 bis.

ainsi des machines monocylindriques répandues par le professeur Stumpf, et caractérisées par un cylindre disposé comme l'indique la figure 103 *bis*. La vapeur, souvent surchauffée, arrive par les

(1) Équicourant traduit assez mal le *gleichstrom* allemand (courant égal ou continu); on veut dire par là que la vapeur traverse toujours le cylindre dans le même sens, par opposition à ce qui a lieu dans les machines ordinaires, où l'entrée et la sortie se font du même côté (*gegenstrom*).

tubulures V dans les deux culasses, qu'elle parcourt entièrement pour arriver aux obturateurs d'introduction. Le joint avec le cylindre proprement dit est un peu écarté de l'extrémité, ce qui permet de réchauffer le premier anneau de la surface cylindrique au moyen du repli *e*, qui fait enveloppe. Le cylindre n'est pas chemisé lorsqu'on emploie la vapeur surchauffée.

L'échappement se fait par les lumières rectangulaires ou oblongues E dont est percé le cylindre au milieu de sa longueur, et qui débouchent dans un conduit en forme de tore relié au condenseur sans aucune tuyauterie intermédiaire. Le piston, dont la longueur est égale à la course diminuée de la longueur des lumières, découvre celles-ci dans son mouvement d'aller, et les recouvre au retour. La compression s'étend sur presque toute la course (à peu près 0,9), il faut donc que le vide soit très bon, sinon l'espace nuisible ne pourrait être réduit.

D'après les considérations développées plus haut, ce cylindre présente à un degré qu'il serait impossible de surpasser la propriété d'avoir un minimum d'espace et de surface nuisibles avec un maximum de réchauffement de la surface du type couvercle. A ces raisons, suffisantes pour expliquer des résultats économiques à peu près égaux à ceux des meilleures machines compound, on en ajoute d'autres, tirées des conditions thermiques différentes du cylindre, et qui sont loin d'être démontrées.

On dit par exemple que la vapeur est stratifiée par rapport à la température, et que le fluide humide en contact avec le piston au moment où s'ouvre l'échappement est évacué en laissant dans le cylindre une couche de vapeur inerte en contact avec le couvercle constamment chaud. Les choses ne se passeraient pas ainsi dans un cylindre ordinaire, parce que la vapeur est ramenée vers le couvercle pendant tout le temps que dure l'échappement. Nous n'attribuons pas beaucoup de valeur à cette explication (qui n'est d'ailleurs pas nécessaire) d'un phénomène d'échange très compliqué (3e fasc., Chap. V, § VII).

On peut admettre comme un certain avantage de la machine Stumpf qu'elle fait disparaître les fuites à l'échappement dans la partie du diagramme correspondant à l'introduction, parce que les deux séries de cercles du piston se trouvent alors interposées entre la vapeur d'admission et les lumières d'échappement.

La grande masse du piston n'est pas un inconvénient, elle peut au contraire produire un effet régulateur si la vitesse est convenablement choisie (Ch. II, § II).

Les courbes d'indicateur fig. 103 *ter* accusent des compressions qui,

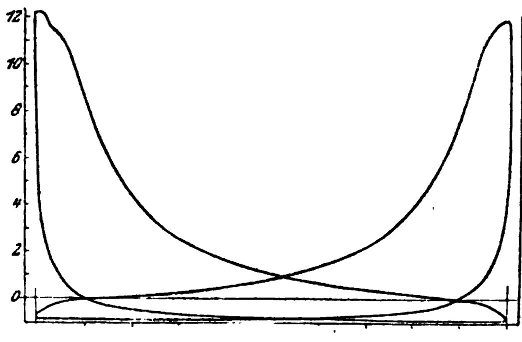


Fig. 103 ter.

même avec un bon vide, dépassent la limite indiquée au n° 55 sans montrer toutefois l'abaissement rapide de titre qui est habituel dans beaucoup de machines au point culminant de la courbe de compression. Il faut sans doute attribuer cette différence au peu d'étendue des surfaces conductrices, et à la perfection du chauffage des couvercles.

En se plaçant au point de vue mécanique seul, on trouve que la compression dépasserait de beaucoup la limite imposée par la fatigue des pièces, si le condenseur n'était pas amorcé ou si le vide venait à tomber. Aussi, pour la mise en train, on augmente artificiellement l'espace nuisible au moyen de poches ménagées dans les couvercles, et qui, en marche normale, sont isolées du cylindre au moyen de soupapes manœuvrées à la main. Dans certaines machines, on a rendu automatiques l'ouverture et la fermeture de cette communication en les faisant dépendre de la pression du condenseur.

Les soupapes d'introduction admettent tous les systèmes qui sont décrits pour les machines ordinaires au Chapitre III, §§ X et XI ; elles sont souvent disposées comme l'indique la figure 103^{IV} ; la commande est faite par une barre B à mouvement horizontal, guidée dans la cage surmontant le couvercle de la chapelle ; cette barre porte des galets *g* noyés dans l'huile, qui attaquent les soupapes au moyen des

cames *c*; les dispositions sont symétriques pour les deux extrémités du cylindre. La barre B est commandée par un excentrique à rayon et calage variables dépendant d'un régulateur de volant.

Fig. 103iv.

La disposition de cylindre à équicourant est attribuée à Todd [1]; on retrouve aussi l'idée qui consiste à faire découvrir les lumières d'échappement par le piston dans le petit moteur de Graebner [2].

Le système dit à bi-courant, de P. Smal, participe de l'équicourant

(1) Brevet anglais du 13 février 1886 (*Engg.*, 1886-2-331).

(2) FOULON, *Cours élémentaire de machines à vapeur*, Gand, 1893. Les machines Willans (14) sont aussi, jusqu'à un certain point, du système à équicourant.

et du cylindre ordinaire ; il est muni, sous les orifices d'échappement, d'un obturateur du genre Corliss qui tourne d'un mouvement continu (fig. 103'). Le piston, qui n'est pas plus épais que dans une machine ordinaire, passe à l'aller sur les lumières qui sont à ce moment fermées par l'obturateur ; les arêtes *a* ou *a'* règlent l'avance à l'échappement pour les deux faces en découvrant l'arête fixe *c*, la période du mouvement de rotation de l'obturateur étant la même que celle de l'arbre.

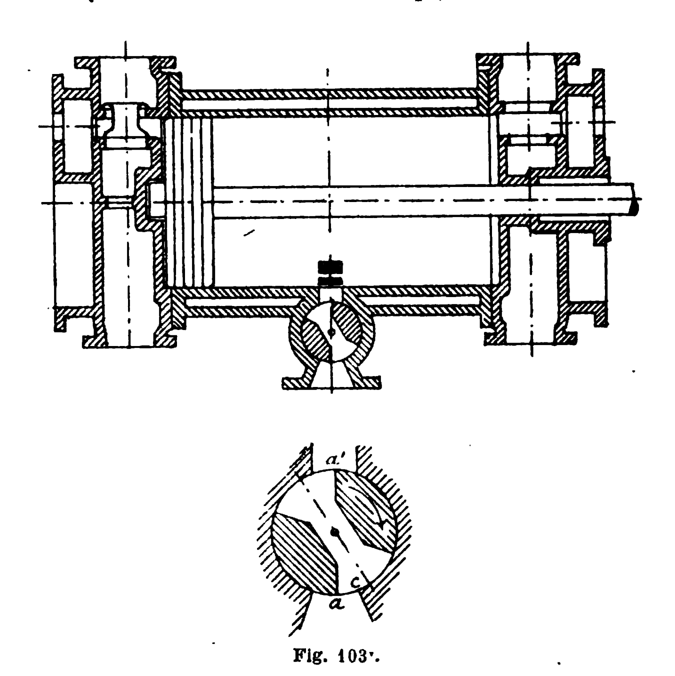


Fig. 103'.

On voit reparaître ici une valve d'échappement, unique pour les deux extrémités, mais elle n'est soumise qu'aux pressions très modérées qui règnent pendant la seconde moitié de la course. De plus elle ne donne pas lieu par sa surface à un phénomène de condensation aussi nuisible que dans les machines ordinaires, parce qu'elle n'est pas exposée à un écart de température aussi grand.

On peut citer comme identiques en principe à celui de Smal, ceux de Hunger [1], avec deux séries d'ouvertures rapprochées situées de part

(1) *Zeitschrift des V. D. I.* 1911, p. 1956.

et d'autre au milieu du cylindre, et de G. Doederlein (1), où l'obturateur central est un piston-valve. Toutes ces machines ont des cylindres de même longueur et des pistons de même épaisseur que les machines ordinaires, et la période de compression est moitié moindre que dans le système à équicourant, ce qui peut être avantageux lorsque l'échappement doit se faire à la pression atmosphérique. Le professeur Stumpf a étudié de nombreuses dispositions, et notamment avec un échappement auxiliaire, pour les moteurs à deux sens de marche tels que les machines d'extraction (2) ; il indique la disposition à donner à l'enveloppe pour le fonctionnement à vapeur saturée, et fait remarquer que la machine à équicourant donne ainsi des résultats à peu près aussi économiques qu'en fonctionnant à vapeur fortement surchauffée. Ce fait s'explique tout naturellement par les échanges thermiques réduits auxquels donne lieu un cylindre à très faible surface nuisible ; on sait que, dans ce cas, le bénéfice de la surchauffe est très minime (3e fasc., nº 130).

---

(1) *Zeitschrift des V. D. I.* 1911, p. 1683. Dans cet article, l'auteur examine l'économie des machines à équicourant comparativement à celle des machines Van den Kerchove.

(2) *Revue Universelle des Mines*, 1911, T. 33, p. 262, traduction de A. Monet.

CHAPITRE III

Distribution de la Vapeur.

§ Ier

Obturateurs

Au début de la machine à vapeur, on a employé comme obturateurs les soupapes coniques ; elles avaient le défaut de ne pas être équilibrées, ce qui n'a pas tardé à les faire rejeter pour les grandes dimensions et les pressions croissantes. Elles ont été remplacées bientôt par les soupapes à double siège, dont *Hornblower* imagina trois variétés, et par les tiroirs. On peut ranger les obturateurs en deux classes : ceux à glissement, qui comprennent les tiroirs plans et les tiroirs cylindriques, et ceux à soulèvement, ou soupapes.

58. — *Obturateurs à glissement.* — L'obturateur simple (fig. 104), dessert un seul orifice, qu'il découvre ou ferme par l'une de ses arêtes ; dans certains systèmes de détente, les deux arêtes sont cependant actives.

La distribution d'un cylindre à double effet exige quatre de ces obturateurs.

On peut réduire la course nécessaire pour découvrir une section déterminée, au moyen du tiroir à grille (fig. 105), employé comme obturateur d'échappement dans quelques anciennes machines belges (*Nolet, Walschaerts, Hoyois*), et dans plusieurs machines américaines (1).

On a réalisé des obturateurs plans à mouvement de rotation continu autour d'un axe perpendiculaire à la glace, le tiroir est alors un disque percé de lumières en forme de secteurs ; ce système est aban-

(1) *Engineering*, 1893, 1er sem., p. 350.
Tiroir de *Strong* appliqué à une distribution de locomotive (*Engineering*, 1883, 1er sem., p. 195 ; 1889, 1er sem., p. 551). Tiroir de *Craig* et *Motion* (même recueil, 1884, 2e sem., p. 312).

donné pour la distribution, on le retrouve encore quelquefois appliqué au modérateur des locomotives.

Les surfaces de contact, au lieu d'être planes, peuvent être cylindriques (fig. 106), et le mouvement de commande est oscillant. Ce genre de distributeurs est dû à Corliss, il a pris une importance considérable dans les machines fixes (1). On trouve exceptionnellement des valves Corliss à double passage (fig. 107).

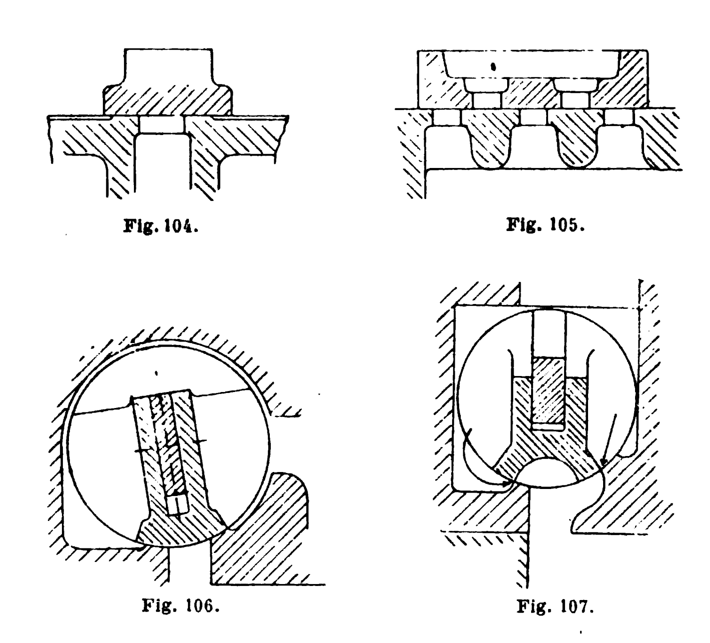


Fig. 104. Fig. 105.

Fig. 106. Fig. 107.

Dans tous ces organes, l'étanchéité est maintenue par le contact des surfaces, et celui-ci est assuré par la différence des pressions qui règnent sur les deux faces de l'obturateur ; lorsqu'on les emploie pour l'échappement, la face dorsale doit donc être tournée vers le cylindre.

(1) A l'Exposition de 1878, à Paris, les grandes machines fixes à tiroirs plans étaient encore deux fois plus nombreuses que toutes les autres ; une douzaine de moteurs avaient des soupapes à double siège, il y avait six distributions par valves oscillantes de Corliss, et quelques distributions par tiroirs cylindriques. En 1889, les valves oscillantes étaient les plus nombreuses ; elles ont actuellement perdu du terrain ; elles sont cependant loin d'être abandonnées, mais on recherche les distributeurs équilibrés du genre soupape et piston, de plus en plus motivés par l'élévation de la pression.

M. *Frikart* a fait usage d'une valve qui semble appartenir au même genre, mais qui, en réalité, est un robinet (fig 108). Cette valve est équilibrée dans tous les sens, elle doit donc remplir son boisseau bien

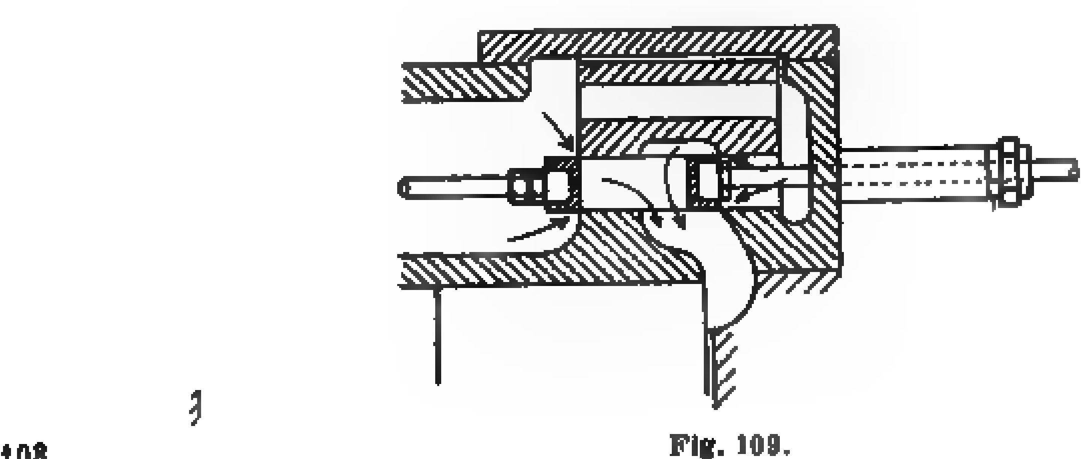


Fig. 108. Fig. 109.

exactement pour être étanche, condition bien difficile à réaliser et à maintenir, puisqu'on n'imagine pas de moyen convenable pour rappeler l'usure ; elle est surtout intéressante en ce qu'elle présente un quadruple passage (arêtes 1, 2, 3, 4).

Fig. 110.

On a fait souvent usage aux États-Unis de tiroirs plans équilibrés à ouvertures multiples, dans le but de réduire à la fois et la pression qui

applique le tiroir, et la course nécessaire pour ouvrir un orifice donné. L'équilibrage est surtout nécessaire pour les obturateurs d'admission lorsqu'ils dépendent directement d'un régulateur. La figure 109 représente le tiroir d'admission employé par Porter et Allen, il a la forme d'une taque évidée à faces parallèles, et se meut entre les surfaces formées par la glace du cylindre d'une part, et une plaque fixe maintenue à distance, et qu'on peut rapprocher lorsque l'usure l'exige. La figure 110 donne l'obturateur à quadruple passage employé pour l'échappement par les mêmes constructeurs.

Ces systèmes ne se sont pas implantés en Europe, mais le tiroir cylindrique à glissement parallèle aux génératrices et découvrant une lumière dont les arêtes sont normales à cette direction s'est généralisé ; il a également la propriété d'être équilibré, et il est d'une construction beaucoup plus facile, surtout pour les grandes dimensions.

Les obturateurs à glissement sont souvent utilisés pour accomplir simultanément plusieurs fonctions ; ainsi, le tiroir à coquille ordinaire (fig. 111), dessert deux lumières d'admission par ses arêtes extérieures



Fig. 111.

et deux lumières d'échappement par ses arêtes intérieures ; il en est de même de la plupart des tiroirs cylindriques.

Dans le tiroir à coquille, l'introduction a lieu forcément par les arêtes extérieures, sinon le tiroir se soulèverait ; pour le tiroir cylindri-

que, on peut, sans inconvénient, renverser les fonctions des arêtes[1]. Le tiroir cylindrique n'est qu'une modification du tiroir de Murdoch, longtemps employé dans les machines marines et connu sous le nom de tiroir en D, il a l'avantage d'être rigoureusement équilibré. Le tiroir cylindrique comporte de nombreuses variétés.

Le tiroir à coquille peut être partagé en deux (fig. 112), dans le but de rendre les conduits vers le cylindre plus directs et de leur donner moins de surface.

Nous signalerons comme modification plus ou moins profonde du tiroir plat la forme de la figure 113, employée par divers constructeurs *(Duvergier, Boulet)* ; le conduit d'échappement, qui, dans les systèmes ordinaires, n'est séparé du conduit d'admission que par une cloison, est ici entièrement isolé ; par contre, l'étanchéité doit être maintenue sur deux glaces qui font un certain angle.

Le tiroir de la machine *Straight line* (fig. 114-115) employé aussi dans d'autres machines américaines [2], est équilibré au moyen d'une contre-plaque P, maintenue à distance fixe de la glace, avec réglage pour l'usure ; les petits conduits *c* servent à parfaire cet équilibre en établissant la même pression dans les deux joints ; les conduits *c'* servent au même but, et constituent en même temps un double passage pour l'échappement ; le diaphragme D sert à préserver les surfaces frottantes de la contre-plaque contre l'action plus ou moins érosive de la vapeur.

Nous rencontrerons par la suite, d'autres modifications du tiroir, qui trouveront mieux leur place dans l'étude de la distribution [3].

(1) Lorsque le tiroir se compose simplement de deux pistons obturateurs réunis par une tige, on préfère admettre la vapeur par les arêtes intérieures pour soumettre cette tige à un effort d'extension.

(2) Machine de *Robb-Armstrong* (*Engineering*, 1893, 2e sem., p. 17) ; *Weston-Engine* (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1893, p. 1069).

(3) Voir encore : *Engineering*, tiroir circulaire compensé de *Everitt*, 1880, 2e sem., p. 27 ; tiroir de *Thom* avec double passage destiné à augmenter la compression dans les cylindres à basse pression, 1884, 2e sem., p. 566 ; tiroir de *Halpin*, 1882, 1er sem., p. 395 ; tiroir de *Payton* et *Wilson*, plat, équilibré, à arêtes circulaires, 1885, 1er sem., p. 344 (le tiroir plat à arêtes circulaires a été employé par *Webb* et par *Ch. Brown*, dans le but de renouveler les surfaces frottantes par la mobilité autour de l'axe ; il a la liberté de tourner autour d'un axe perpendiculaire à la glace lorsqu'il se produit un grippement sur l'un de ses points) ; tiroir *Outridge* équilibré appliqué à une grande machine marine, 1885, 2e sem., p. 325 ; tiroir *Peck*, 1886, 2e sem., p. 156.

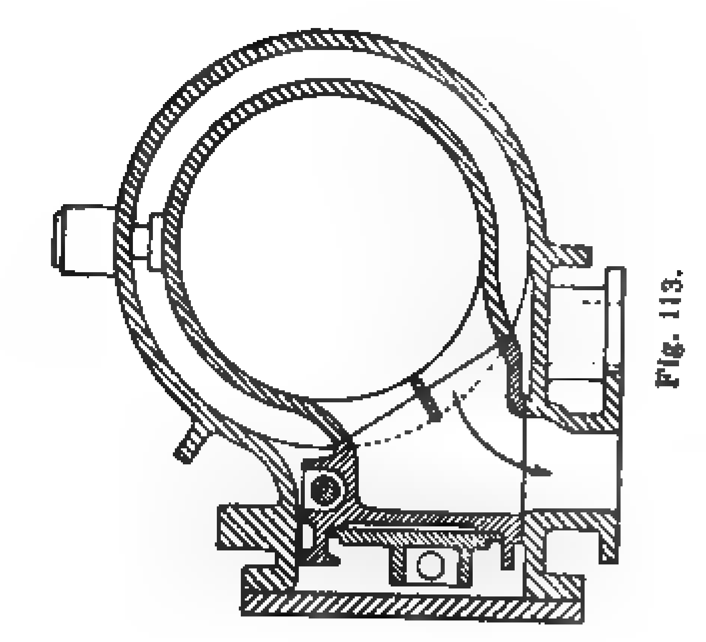


Fig. 113.

Section A B.

Fig. 115.

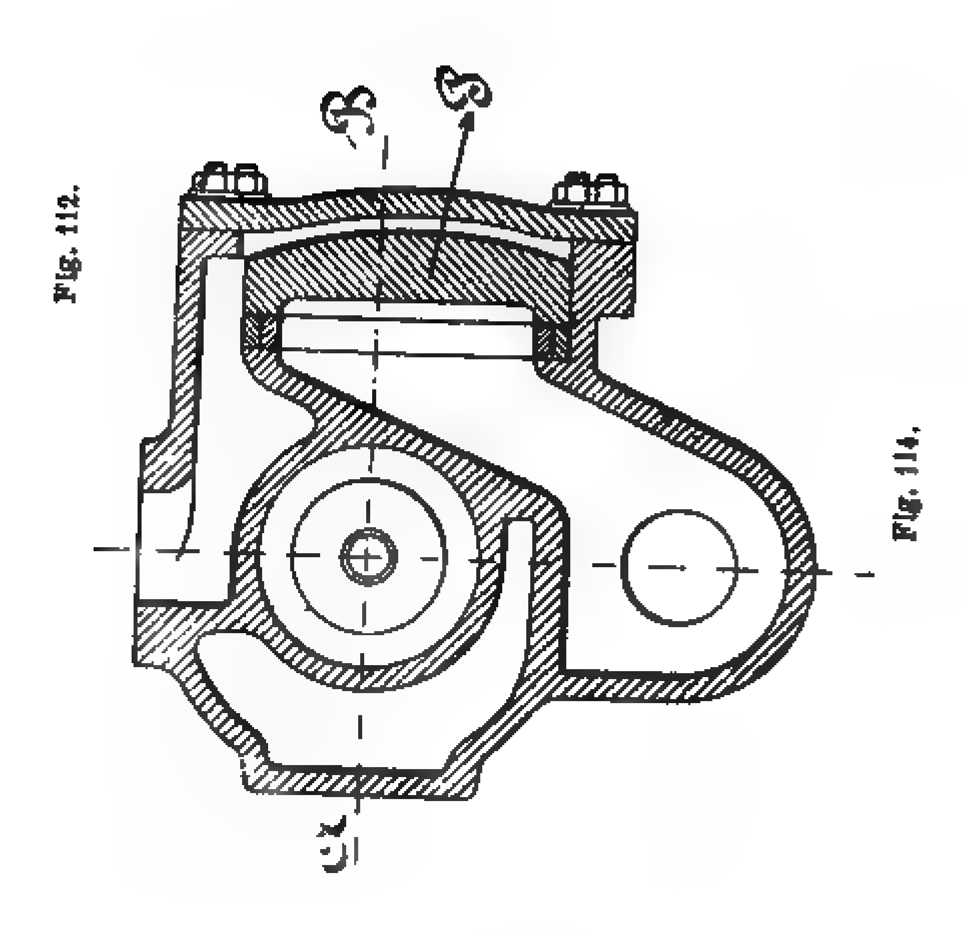


Fig. 112.

Fig. 114.

On a employé à différentes reprises le distributeur rotatif conique ou cylindrique à passages multiples, surtout pour la distribution des machines Woolf et compound (les maisons *Biétrix* et *Carels* en ont imaginé de nouveaux types) (¹).

59. — *Obturateurs à soulèvement.* — Ces obturateurs comprennent toutes les variétés de soupapes, qui se ramènent aux trois formes imaginées par Hornblower (fig. 116) (²). Au point de vue de

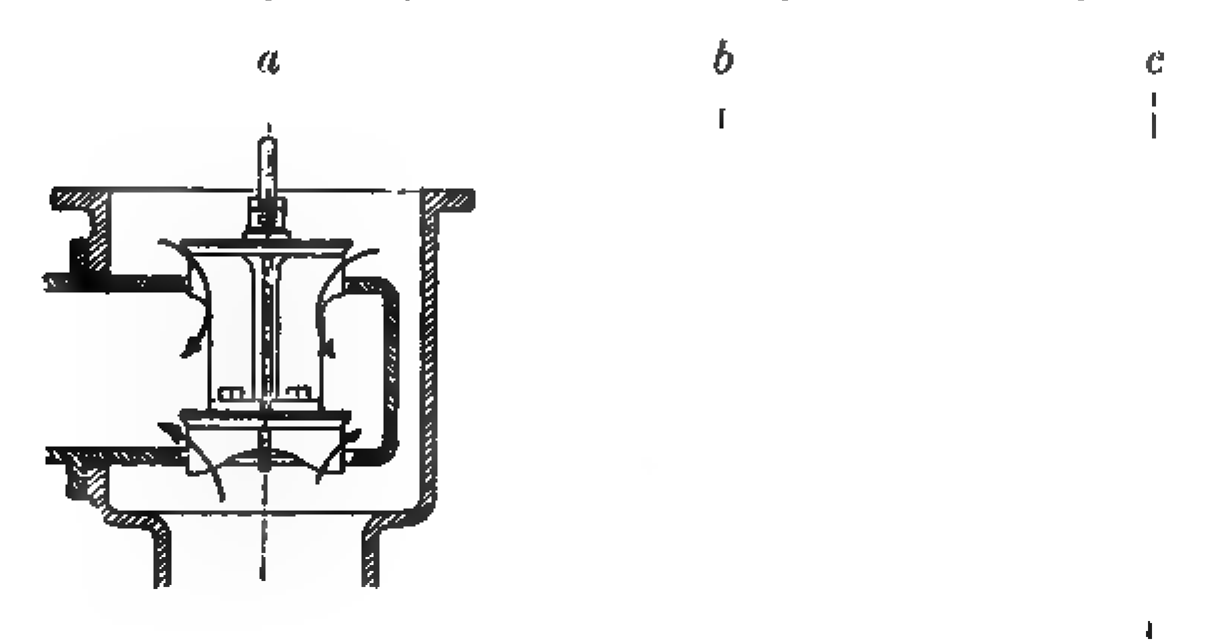


Fig. 116.

la commande, les soupapes présentent un caractère spécial : elles ne peuvent en effet, dans leur mouvement de descente, dépasser le siège sur lequel elles sont déposées ; l'organe qui les actionne peut continuer sa course après la fermeture lorsque les liaisons sont établies en conséquence. Les soupapes sont toujours à axe vertical, il n'existe que de rares exemples de distributions où cet axe est légèrement incliné.

(1) *Revue technique de l'Exposition de* 1889, 6e partie, pl. 44-45 ; *Engineering*, 1894, 2e sem., p. 606. Ce tiroir peut aussi être accompagné d'un tiroir d'expansion tournant, à lumières obliques (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, pl. XIV). Pour la description des machines à tiroirs rotatifs Sulzer et Carels, voir *la Mécanique à l'Exposition de* 1900, 3e livraison.

(2) *Perkins* a employé dans la machine à tres haute pression du yacht *Anthracite*, une forme particulière de la soupape de Cornouailles qui est à triple siege (*Engineering*, 1881, 1er sem., p. 3 et 4).

La disposition de la fig. 116 *a* est la moins frequente ; elle a été employée dans les machines *Nolet*, on la trouve dans des machines puissantes du constructeur *Allis* (*Rev. de Méc.*, 1906-1-62) ; la forme fig. 116 *b* est beaucoup plus répandue.

Les obturateurs à soulèvement ne peuvent desservir qu'un seul orifice, une distribution à soupapes comporte donc nécessairement quatre de ces organes.

La soupape est d'autant mieux équilibrée, que les diamètres des sièges sont moins différents ; elle est généralement construite d'une seule pièce, ce qui oblige à faire le siège supérieur plus grand que l'autre dans les dispositions *a* et *b*, et un peu plus petit dans la disposition *c*.

Dans les machines verticales, l'agencement des conduits peut exiger que l'inégalité des sièges soit renversée ; ainsi, si on se sert du type *b* comme soupape d'échappement sur la face supérieure du piston d'une machine verticale, et si la tubulure du bas communique avec le cylindre, il faut, pour empêcher la soupape de se soulever spontanément pendant l'admission, que le siège du bas soit plus grand que l'autre, mais la soupape ne peut être mise en place que par un artifice de construction (1). Cependant, cette disposition n'est pas indispensable, la tendance au soulèvement pourrait être combattue par un ressort énergique, ou bien, ce qui est plus fréquent, la disposition des conduits est intervertie, c'est-à-dire que la tubulure latérale est celle qui communique avec le cylindre, en entraînant, il est vrai, une augmentation de l'espace nuisible.

Dans les grandes machines, on fait usage de soupapes à quadruple siège, fig. **117**, afin de réduire le diamètre et la levée, qui deviendraient excessifs (2).

On peut ranger parmi les obturateurs à soulèvement, le distributeur Weyher et Richemond, fig. **118** ; il n'a cependant aucune analogie avec la soupape, ainsi qu'on va le voir. L'obturateur est constitué par une garniture à section U, dont la branche extérieure *a* est cylindrique, tandis que l'autre *b* est conique ; cette garniture est fendue suivant une génératrice, et a une tendance à s'ouvrir à la façon des cercles de piston ; la fente est masquée par une portée pleine d'une certaine

(1) Telle est la soupape *Lentz (H. Dubbel, Dampfmaschinen)*.

(2) La figure représente la soupape d'introduction d'un cylindre de 1850^{mm} de diamètre et 1700 de course de grand moteur Sulzer, le diamètre des grands sièges est de 650^{mm} environ.

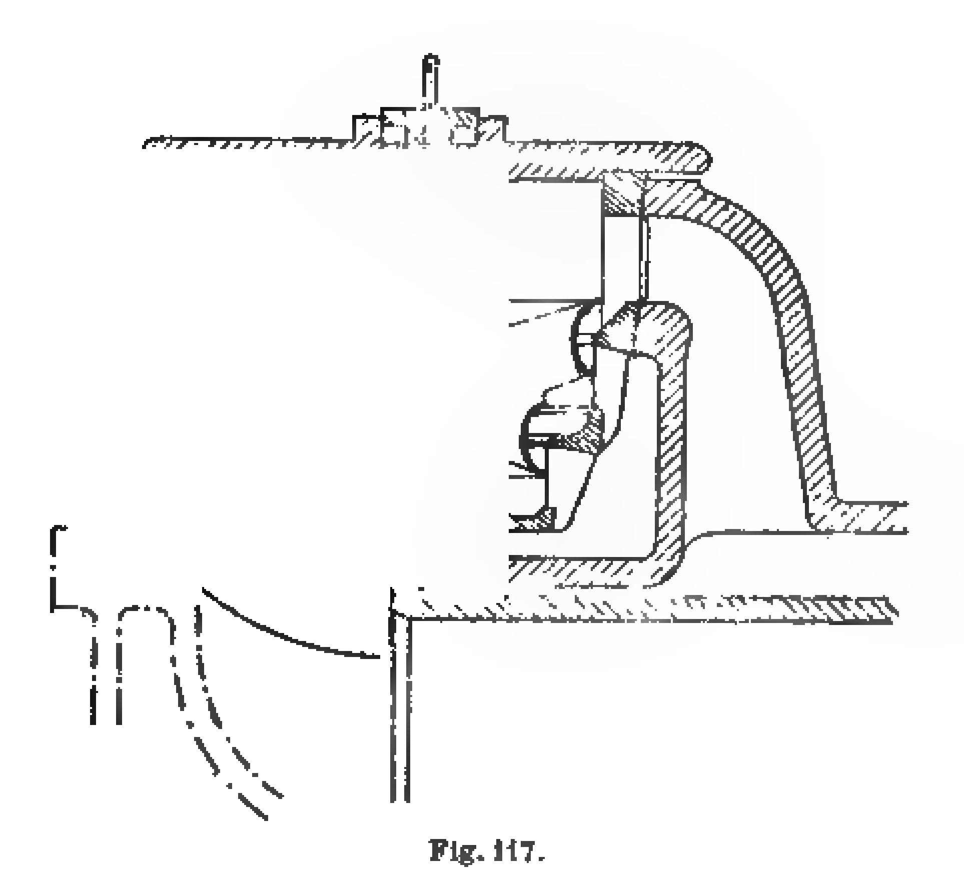


Fig. 117.

Fig. 118.

largeur, qui interrompt la lumière. Dans la position de la figure, l'obturateur est fermé, la garniture étant détendue dans le logement cylindrique autour duquel se trouve pratiquée la lumière. La manœuvre est faite par une tige qui fait corps avec le cône creux *c*, lequel étrangle le cône *b* de la garniture lorsque le soulèvement de la tige est assez prononcé, tandis qu'il l'abandonne en descendant, après que l'obturateur est dans son logement cylindrique et que sa chute se trouve arrêtée par le talon saillant de la garniture. On remarquera que ce talon ne joue aucun autre rôle dans l'obturation, et qu'il ne faut pas l'assimiler à un siège de soupape.

On peut donner à l'obturateur un recouvrement ; il continue son mouvement après la fermeture, et les organes solidaires de la tige peuvent descendre encore plus bas ; des ressorts en hélice établissent entre l'obturateur et le cône d'attaque une liaison sans laquelle la couronne extérieure pourrait être projetée vers le haut au moment où elle se dégage de la lumière ; en même temps, ces ressorts amortissent la chute des organes de commande.

Les obturateurs à glissement donnent lieu à un frottement d'autant plus grand qu'ils sont moins équilibrés, frottement qui ne peut être combattu que par la lubrification. L'emploi de la haute pression et de la haute surchauffe a généralisé l'emploi des soupapes et des tiroirs cylindriques du genre piston ; cependant, les valves oscillantes Corliss s'adaptent également aux grandes pressions et à la vapeur surchauffée.

§ II

Distributions symétriques commandées par un mouvement circulaire.

Pour étudier une distribution, il faut pouvoir se rendre compte rapidement des positions simultanées du piston et du distributeur ; on se sert à cette fin d'épures, dont les plus connues sont l'épure circulaire de *Reech*, l'épure elliptique de *Fauveau*, l'épure sinusoïdale de *Moll*, le diagramme polaire de *Zeuner*, etc. Tous ces tracés seront établis pour la distribution par tiroir à coquille ordinaire, on les étendra facilement aux autres cas.

60. — *Épure circulaire* [1]. Soit OM (fig. 119), la manivelle, de rayon égal à R, OE le rayon d'excentricité, de longueur l ; ces deux directions font un angle constant α, appelé angle de calage. Les éléments du tiroir sont indiqués sur la figure, où le tiroir est représenté au milieu de sa course ; les quantités e s'appellent les recouvrements extérieurs, les quantités i sont les recouvrements intérieurs ; ces recouvrements, que nous supposerons d'abord égaux pour les deux faces du piston, peuvent être inégaux, nous les désignerons alors par e, e', i, i'. Pour faciliter le langage, nous appellerons face *arrière* du piston celle qui se trouve le plus loin de l'arbre, et face *avant*, celle qui en est le plus rapprochée ; il s'agira toujours de machines à bielle directe.

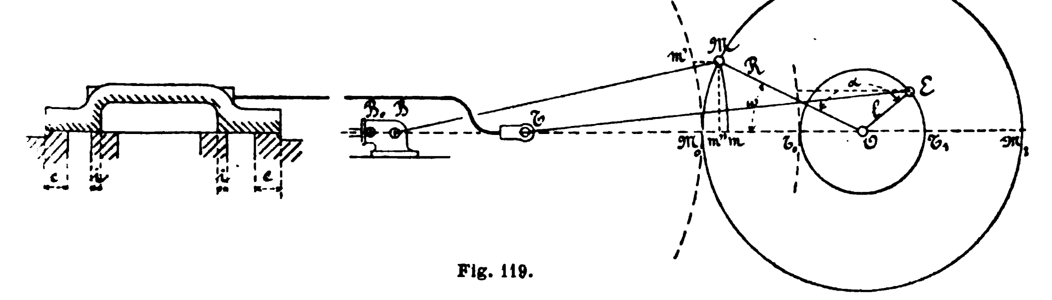


Fig. 119.

Étudier le mouvement du piston revient à étudier celui du point B, invariablement lié avec lui ; de même, déterminer le mouvement d'un point du tiroir, revient à déterminer celui de l'articulation T de la barre d'excentrique qui le commande.

Cherchons d'abord à déterminer la position du piston en fonction de celle de la manivelle, ou *vice versa*. Du point B, avec la bielle comme rayon, décrivons l'arc Mm ; soit B_0 la position de B lorsque la manivelle est au point mort M_0 ; on a évidemment :

$$M_0\, m = B_0\, B$$

Pour obtenir les déplacements du piston il suffit donc de projeter

(1) En France où cette épure est employée depuis fort longtemps, on l'attribue à *Reech* ; elle est connue en Allemagne sous le nom d'épure de *Müller* ou de *Reuleaux*.

le point M par un arc Mm de rayon égal à la bielle, et de mesurer M_0m.

La même règle s'applique aux déplacements du tiroir, mais le rayon de l'arc projetant est la barre d'excentrique.

On peut éviter les projections au moyen d'arcs en traçant l'arc de rayon égal à la bielle, et tangent en M_0 (méthode de *Coste* et *Maniquet*) ([1]), le déplacement cherché est m'M ; réciproquement, si on connaît le déplacement du piston, on cherchera, par tâtonnements, la position de la manivelle pour laquelle la longueur m'M est égale au déplacement donné. Les mêmes constructions s'appliquent au tiroir.

Au lieu de mener les deux directions OM, OE, on peut faire tourner autour de O la construction qui se rapporte au piston, jusqu'à ce que la direction OM coïncide avec OE, la rotation sera égale à α ; la ligne à laquelle on rapporte les positions du piston viendra en M'_0 M'_1 (fig. 120) ;

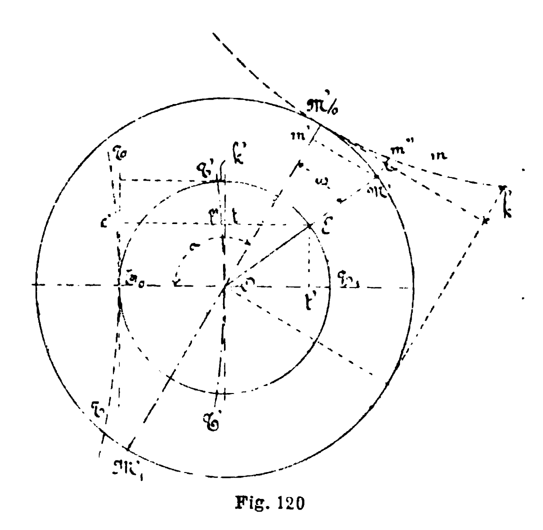


Fig. 120

connaissant l'angle ω quelconque, décrit par la manivelle depuis le point

(1) MM. *Coste* et *Maniquet* ont imaginé de faire les tracés d'arcs au moyen de gabarits, ce qui dispense de chercher les centres, et rend les épures moins encombrantes. Cette méthode devient particulièrement ingénieuse dans les cas où les renvois de mouvements sont plus compliqués, comme, par exemple, ceux du mécanisme moteur d'une machine à balancier, ou de la distribution des machines Corliss (*Coste et Maniquet, Traité théorique et pratique des machines à vapeur*, Paris, Baudry).

mort arrière, qui est représenté en M'_0, on mesure sans autre construction le déplacement du piston $M'm''$, et le déplacement du tiroir Ee', ces déplacements étant comptés depuis le point mort arrière.

On peut enfin adopter pour les deux tracés (piston et tiroir) des échelles différentes, de manière à ce que l et R soient représentés par une même longueur sur l'épure ; les rayons des arcs tangents seront nécessairement représentés par des longueurs très différentes ; on arrive ainsi à une épure très simple, qui ne donne encore toutefois que les déplacements du piston et du tiroir, et que nous devrons compléter. Pour le tiroir, il est du reste plus commode de compter les déplacements à partir de la position moyenne, c'est-à-dire de compter les *écarts* à partir de l'arc T' au lieu de l'arc T.

Pour se servir aisément de cette figure, il faut remarquer que le bouton de manivelle et le centre de l'excentrique y sont représentés par le même point M', mais que les projections se font sur deux directions différentes, suivant qu'il s'agit d'obtenir les déplacements du piston ou du tiroir.

61. — Lorsqu'on suppose la bielle et la barre d'excentrique de longueur infinie, c'est-à-dire lorsque l'on néglige leurs obliquités, les arcs projetants sont représentés par des lignes droites orthogonales, le déplacement du piston est donné par $M'_0 m'$, et l'écart du tiroir par Ot' ; les erreurs ainsi commises sont mm'' et tt'' respectivement ; les erreurs maxima sur le déplacement du piston et du tiroir sont k et k' mesurées sur leurs échelles respectives.

Bien que l'épure exacte soit à peine plus compliquée que l'épure approchée, nous commencerons par négliger l'obliquité de la bielle et de la barre d'excentrique.

62. — *Cas où l'on néglige les obliquités.* — Suivons le mouvement de l'arête A du tiroir (fig. 121), celui-ci étant supposé placé dans sa position moyenne ; la position correspondante du rayon d'excentricité est OE_1 ; si nous supposons que celui-ci tourne dans le sens de la flèche, et si nous choisissons une position quelconque OE de ce rayon, nous voyons que l'écart correspondant du tiroir est Et ; en retranchant

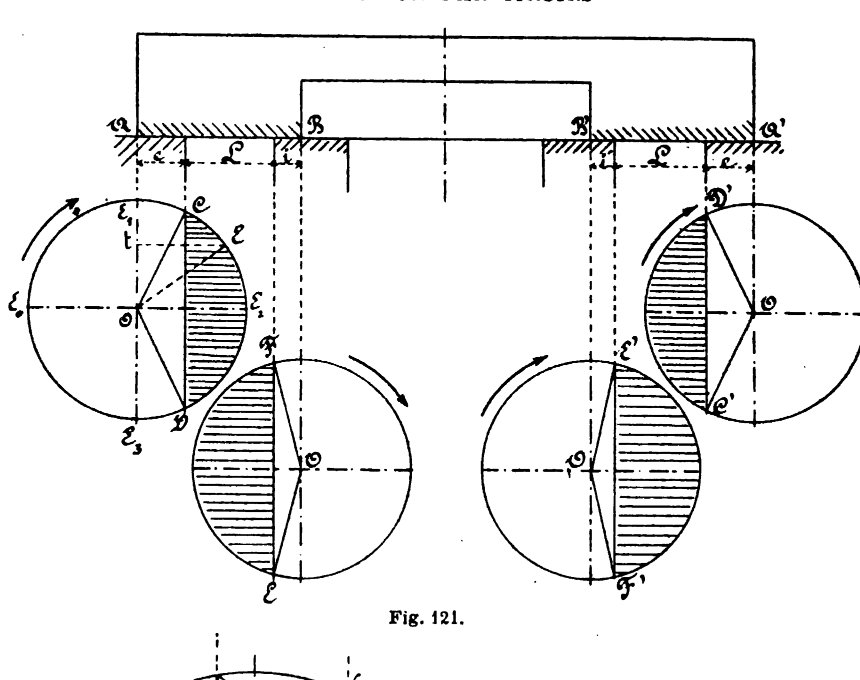


Fig. 121.

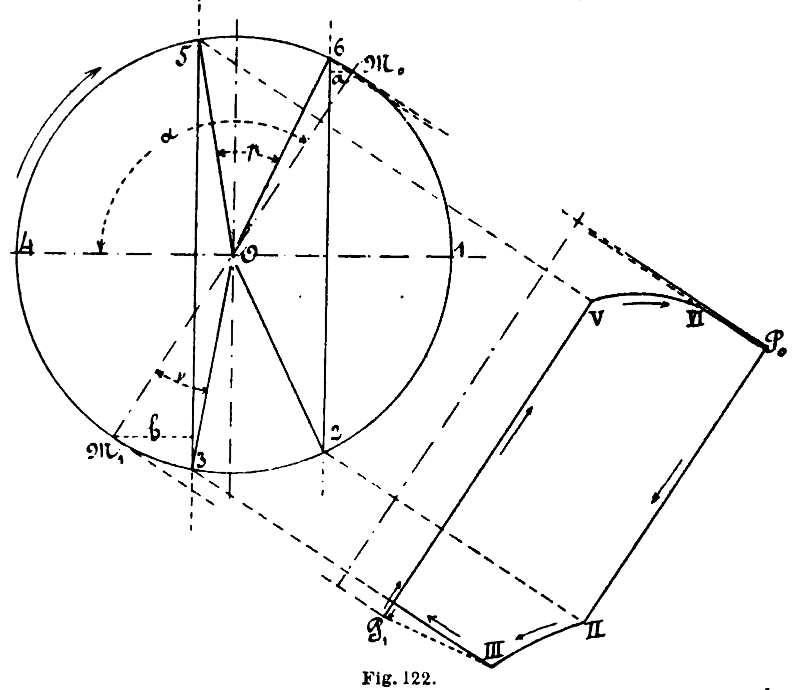


Fig. 122.

de cet écart le recouvrement e, nous obtiendrons l'ouverture de la lumière L pour l'admission. Cette lumière commence à s'ouvrir pour la position OC, elle se referme pour la position OD du rayon d'excentricité.

On peut tracer un cercle analogue pour l'arête intérieure B du tiroir, et on constate que cette arête découvre la lumière L, et permet l'échappement depuis la position OE jusqu'à la position OF. Des cercles semblables sont tracés pour les arêtes A' et B', et donnent la zone des positions du rayon d'excentricité pour lesquelles ces lumières découvrent l'admission et l'échappement pour la face d'avant du piston.

Ces quatre circonférences étant superposées, il sera possible de suivre, pour un tour entier de la manivelle, la marche des quatre arêtes qui règlent la distribution ; mais comme les opérations sont identiques sur les deux faces, nous nous bornerons, pour plus de clarté, à tracer les bandes des recouvrements pour la face arrière (fig. 122).

Lorsque la manivelle effectue une révolution entière depuis le point mort arrière M_0, les phases suivantes se produisent successivement :

Pour la position M_0, la lumière d'admission est ouverte de la quantité a, qui s'appelle *avance linéaire* à l'admission.

Depuis M_0 jusqu'à la position 2, la vapeur est admise dans le cylindre, l'ouverture est maximum pour le point 1.

Depuis la position 2 jusqu'à la position 3, la vapeur est emprisonnée dans le cylindre, et agit par détente.

L'échappement s'ouvre dans la position 3, l'angle 3 OM_1 s'appelle *avance angulaire* à l'échappement ; b est la quantité dont la lumière est ouverte pour l'échappement au point mort, et se nomme *avance linéaire* à l'échappement.

L'échappement se poursuit jusqu'à la position 5 de la manivelle, l'ouverture maximum se produit en 4.

Enfin, la vapeur est comprimée dans le cylindre depuis la position 5 jusqu'à la position 6, pour laquelle s'ouvre la lumière d'admission ; l'angle 6 OM_0 est l'*avance angulaire* à l'admission.

Pour suivre facilement les phases de la distribution, on se rapportera simultanément à l'épure et au diagramme des pressions marqué en

chiffres romains. Entre les positions III et P_1, VI et P_0, le trait plein du diagramme est modifié par les pertes de charge de l'écoulement, et se rapproche plus ou moins du trait pointillé ; d'ordinaire, les positions VI et P_0 sont tellement rapprochées, que la ligne qui les joint se confond avec la perpendiculaire à la ligne d'admission.

On reconnaît que le diagramme des pressions correspond à un travail moteur développé sur le piston ; par conséquent, si l'on règle les éléments de la distribution conformément aux données de l'épure, l'arbre tournera dans le sens de la flèche.

63. — *Sens de la rotation.* — En supposant que, sans rien changer à la machine, on la fasse pivoter d'un demi-tour sur la ligne d'action considérée comme axe, cette nouvelle machine tournera en sens inverse de la première pour l'observateur qui n'a pas changé de place. Pour obtenir l'épure de la distribution, il faudra évidemment faire pivoter aussi l'épure précédente autour de son diamètre horizontal. On voit que le sens de rotation change en même temps que l'angle de calage ; pour le tiroir admettant par ses arêtes extérieures, la rotation a toujours lieu de la manivelle vers l'excentrique séparés par l'angle de calage.

Ce raisonnement s'applique aussi bien aux machines verticales ou inclinées, mais le pivotement doit se faire autour de la ligne d'action.

64. — *Avances.* — Les avances à l'admission et à l'échappement exercent une influence favorable sur la distribution ; en effet, l'avance à l'admission ouvre un passage notable à la vapeur au moment du remplissage de l'espace nuisible ; la quantité de vapeur qui pénètre à ce moment dans le cylindre est beaucoup plus importante que celle accusée par le diagramme, à cause de la condensation à peu près instantanée produite par les surfaces nuisibles ; il est nécessaire que la pression soit établie sur le piston depuis le commencement de la course pour vaincre les forces d'inertie des pièces à mouvement alternatif (26).

L'avance à l'échappement doit toujours être assez grande pour diminuer la résistance à l'écoulement de la vapeur au début de l'échappement ; l'expérience démontre du reste que la perte que l'on fait ainsi

sur le travail de détente est largement compensée par la diminution de la contre-pression. La figure 123 donne, en trait plein, la courbe d'indicateur obtenue avec des avances convenables, et en pointillé, les modifications apportées au diagramme par la suppression des avances, modifications désavantageuses tant au point de vue du travail produit par le même poids de vapeur, qu'à celui de la douceur de marche. La figure 91 *(ante)* dénote une avance à l'échappement insuffisante, et même pratiquement nulle.

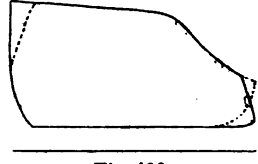


Fig. 123.

65. — *Marche à contre-vapeur.* — Supposons que, sans rien changer aux éléments de la distribution, on commande la machine au moyen d'une transmission, en sens contraire de celui qui correspond à son angle de calage, et que la vapeur soit néanmoins admise dans la chapelle; on obtiendra (fig. 124), sur la face arrière du piston, pour une

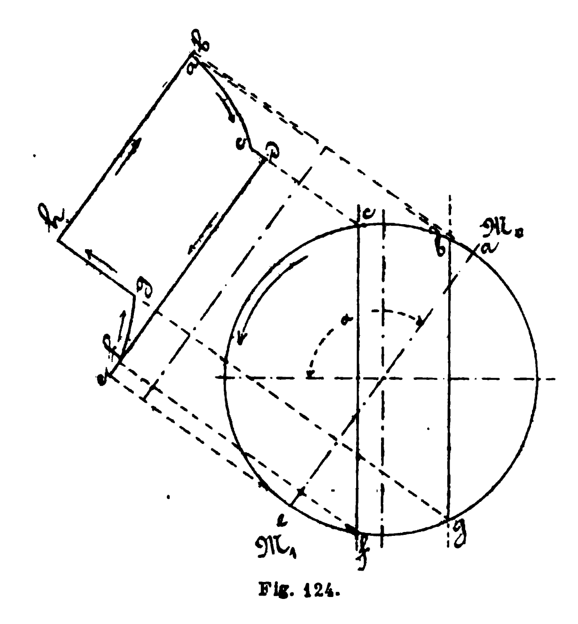


Fig. 124.

révolution entière de l'arbre, le diagramme des pressions *a b c d e f g h*, qui représente un travail résistant; on voit que dans cette marche,

appelée à *contre-vapeur*, les phases de la distribution se résument principalement en une aspiration par le conduit d'échappement et un refoulement par le conduit d'admission. Cette distribution à contre-sens est celle qui se produirait pour une machine locomotive préalablement lancée, si, à ce moment, on ouvrait le modérateur, et si l'angle de calage était disposé pour actionner les roues en sens contraire. Ce diagramme résistant est quelquefois utilisé comme frein, non seulement dans les locomotives, mais dans les machines d'extraction, et en général dans toutes celles qui possèdent deux sens de marche.

66. — *Détermination des éléments inconnus d'une distribution, section des lumières.* — Pour un cylindre de dimensions connues, la vitesse de rotation étant également donnée, les lumières doivent avoir des sections suffisantes pour ne pas créer des pertes de charge nuisibles au rendement (3e fascicule, nos 131 à 133); à ce point de vue, les sections ne sauraient être trop grandes, mais la pratique impose des limites au delà desquelles les distributeurs deviendraient très grands, les frottements et les fuites possibles augmenteraient en proportion, de même que les espaces nuisibles et leurs surfaces internes. La section à adopter résulte d'un compromis entre ces diverses circonstances; les pertes de charge à l'échappement sont du reste plus pernicieuses qu'à l'introduction, parce qu'elles entraînent une perte totale de l'énergie emportée par la vapeur sous forme de force vive.

On constate que les pertes de charge sont insignifiantes lorsque l'on adopte pour l'admission la vitesse moyenne de 30 mètres par seconde; pour l'échappement, cette vitesse doit être réduite à 24 mètres. Ces chiffres ont une signification conventionnelle, ils sont calculés en supposant que les orifices sont ouverts au maximum pendant toute la course, et que le piston se déplace d'un mouvement uniforme à sa vitesse moyenne. Les limites ci-dessus sont de plus en plus difficiles à respecter au fur et à mesure que la vitesse linéaire du piston augmente, et elles sont souvent notablement dépassées dans les machines modernes.

En partant de ces données, et en adoptant pour les lumières une longueur aussi grande que possible, généralement 0,7 à 0,9 du diamètre du cylindre, on détermine les largeurs λ_1 et λ_2 des passages nécessaires pour l'introduction et pour l'échappement[1]. C'est λ_2 qui représente la largeur à donner au canal, mais celui-ci ne se découvre qu'en partie pour l'admission.

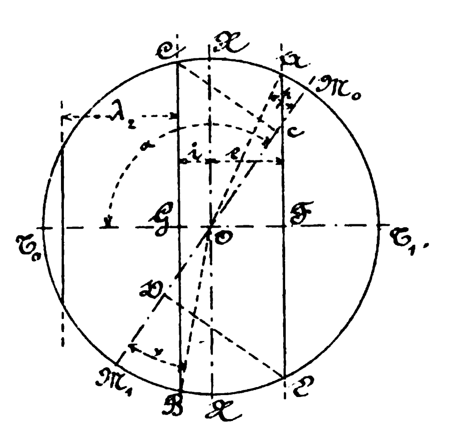


Fig. 125.

Les données ordinaires d'une distribution par tiroir sont : le sens de rotation, que nous supposons être celui des aiguilles d'une montre, les quantités λ_1 et λ_2, le rapport de détente δ, l'avance angulaire à l'admission μ, et l'avance angulaire à l'échappement ν. Les inconnues sont : le rayon d'excentricité l, l'angle de calage α, les recouvrements e, i.

Le problème peut être résolu graphiquement de la manière suivante :

Traçons un cercle de rayon quelconque (fig. 125) pour représenter, à une échelle inconnue, la trajectoire du centre de l'excentrique ; menons le diamètre quelconque M_0 M_1 pour représenter la ligne des points morts ; prenons :

$$\frac{M_0 D}{M_0 M_1} = \frac{1}{\delta}$$

Portons l'angle μ en M_0OA, menons la perpendiculaire DE à la ligne

(1) Certaines règles proportionnent la section des lumières à la surface du piston ; cette manière de procéder conduit à des lumières trop petites pour les grandes vitesses de piston ; il n'est pas possible de faire abstraction de la vitesse linéaire du piston dans la détermination des lumières.

Voir pour un examen plus exact de la question : *Zur Berechnung der Dampfmaschinensteuerungen*, par *Ad. Slucki* (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1893, p. 1110).

D'ailleurs, la vitesse qui s'établit dans les orifices est réglée par les pressions d'amont et d'aval conformément à la théorie de l'écoulement des vapeurs (3e fascicule) ; on conçoit qu'il y aurait lieu de traiter le problème à ce point de vue ; c'est ce qui a été fait par *W. Schule* (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1906) ; on trouvera une traduction de cet important mémoire sous le titre : *Dynamique de l'Écoulement de la vapeur dans les machines à pistons* dans la *Revue de Mécanique* (*juin* et *novembre* 1907).

des points morts, joignons AE et menons XOX parallèle à cette direction. Portons l'angle ν en $M_1 OB$; par B, menons BC parallèle à XOX, et par O la perpendiculaire $T_0 T_1$, à la même direction.

Nous avons constitué ainsi une épure de distribution répondant à la question, mais il reste à en déterminer l'échelle ; nous y arriverons en remarquant que la lumière d'introduction doit se découvrir au minimum de λ_1 et que la lumière d'échappement doit s'ouvrir de la quantité λ_2 au moins. Si l'on a :

$$\frac{F\,T_1}{G\,T_0} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2}$$

il suffira de déterminer l'échelle en posant $FT_1 = \lambda_1$ (λ_1 étant une longueur connue), on aura forcément $GT_0 = \lambda_2$, on mesurera au moyen de cette échelle le rayon d'excentricité OM_0, ainsi que les recouvrements OF, OG ; l'angle de calage est représenté en $M_0 OT_0$.

Il n'arrivera pas généralement que les longueurs FT_1, GT soient précisément dans le rapport des largeurs λ_1 et λ_2 que l'on veut donner aux passages ; suivant que ce rapport est plus grand ou plus petit que le rapport de λ_1 et λ_2, on prendra pour déterminer l'échelle :

$$G\,T_0 = \lambda_2$$

auquel cas on aura :

$$F\,T_1 > \lambda_1$$

ou bien on posera :

$$F\,T_1 = \lambda_1$$

et on déduira :

$$G\,T_0 > \lambda_2$$

Dans ce dernier cas, l'arête intérieure du tiroir dépasse un peu le bord extérieur de la lumière au moment où l'écart est maximum (comme dans la figure), ce qui n'est pas un inconvénient.

On prend généralement $\mu = 5°$ à 7° (donnée d'expérience), on donne à ν une valeur plus grande, soit 15° à 20°. On peut du reste résoudre le problème en substituant à ν une donnée plus rationnelle, à savoir : la compression à réaliser. Celle-ci se déduit de l'espace nuisible et de la pression finale qu'on veut y établir ; il sera facile en partant de ces élé-

ments de déterminer la fraction de course sur laquelle la compression doit porter; connaissant cette fraction, on déterminera la position correspondante c du piston, et on élèvera la perpendiculaire cC à la ligne des points morts $M_0 M_1$, ce qui permettra de tracer CB. Le problème s'achève comme précédemment.

Le procédé que nous avons employé ci-dessus consiste, en résumé, à tracer une épure relative et à en déterminer l'échelle au moyen de l'une des données ; il est toujours applicable chaque fois que les données comprennent des angles ou des rapports, et une seule quantité linéaire [1].

67. — *Tracé du tiroir et de la glace.* — Possédant les éléments du tiroir tels qu'ils sont donnés par l'épure (fig. 125), on commencera

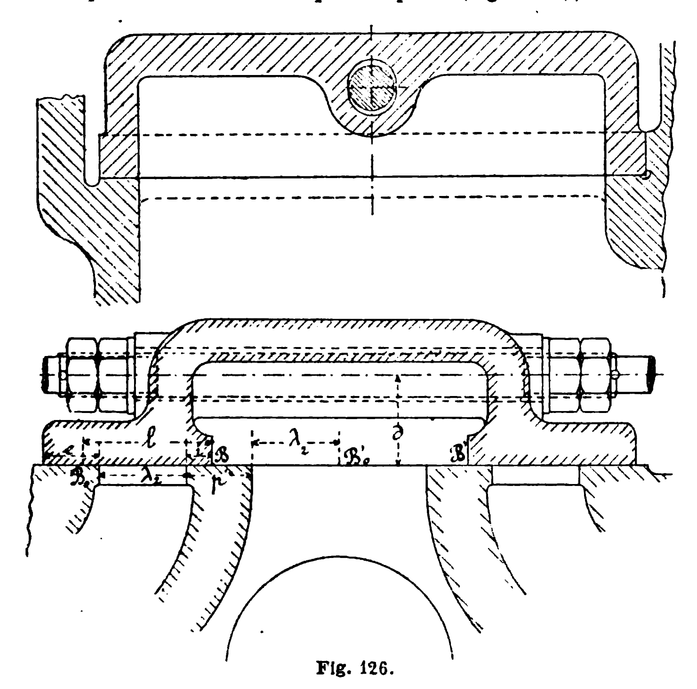


Fig. 126.

par tracer l'une des lumières de largeur λ_2 (fig. 126) ; on y dessinera

(1) On a l'habitude de résoudre différents problèmes sur les distributions en variant les données ; ils sont dépourvus de toute utilité pratique, et nous ne les aborderons pas.

les recouvrements e, i, et on obtiendra ainsi l'un des côtés du tiroir dans sa position moyenne ; on portera l'épaisseur p de la cloison à ménager entre le canal et la poche d'échappement [1] ; on dessinera ensuite la partie connue du tiroir dans sa position extrême, en reportant l'arête B vers l'arrière d'une quantité BB_0 égale au rayon d'excentricité ; dans cette position, la lumière centrale doit être ouverte de la quantité λ_2, ce qui fera connaître la largeur intérieure $B_0B'_0$ du tiroir ; reportant celle-ci en BB′, on placera la lumière d'avant par rapport à B′ comme celle d'arrière est située par rapport à B, etc.

Dans le tracé, les canaux doivent être prévus un peu plus larges que les lumières, afin de laisser traverser l'outil qui ajuste la tranche intérieure de la lumière ; 5 millimètres suffisent.

En dessinant le tiroir, on lui donne un creux au moins égal à λ_2 ; le tiroir est généralement saisi par une tige qui passe dans un bossage venu de fonte, et qui obstrue la section intérieure sur une certaine étendue ; cette obstruction doit être compensée par une augmentation de creux.

Il faut rapprocher l'axe de la tige autant que possible de la glace, c'est-à-dire diminuer la distance d, afin de réduire le couple dû au frottement, couple qui contribue à rendre inégale la répartition des pressions sur les divers points de la glace, et à user irrégulièrement les surfaces.

Enfin, le montage de la tige doit être fait de manière à permettre au tiroir de porter sur la glace en cas d'usure ou de redressage (compter sur 5 millimètres pour un petit tiroir, sur 10 millimètres pour un grand).

68. — *Tiroir divisé.* — Ayant tracé la lumière λ_2 et les recouvrements comme pour le cas précédent, on porte $BB_0 = l$ (fig. 127), on trace la cloison séparant les lumières, et on remarque que pour le maximum d'écart vers l'arrière, la lumière d'échappement doit être ouverte de λ_2, on trouve ainsi le point C_0 ; B_0C_0 est la largeur intérieure du

(1) Ce point mérite grande attention ; avec les lumières longues, et lorsqu'elles ne sont pas renforcées par des nervures transversales venues de fonte dans les canaux, ces cloisons fléchissent légèrement sous la différence des pressions qui règnent sur les deux faces, cette flexion détériore les surfaces frottantes et amène des fuites.

tiroir ; il est facile de compléter le tracé. Pour déterminer la limite de la glace vers l'avant, il faut déplacer le tiroir de la quantité l, à partir de la position moyenne ; dans cette position, il faut conserver suivant la grandeur du tiroir de 15 à 25 millimètres de contact avec la glace ($C_1 E = 15$ à 25 millimètres). Le point D_1 doit dépasser E, pour éviter la formation d'une côte sur la glace. La même observation s'applique au côté d'arrière.

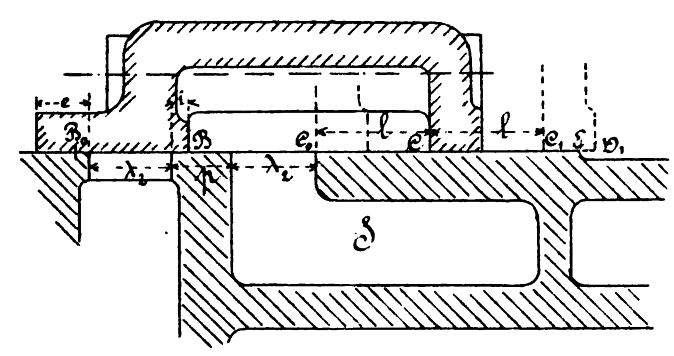


Fig. 127.

Le conduit d'échappement doit présenter une section suffisante, la section la plus étranglée S doit suffire pour évacuer le débit de la moitié de la lumière ; la même observation s'applique d'ailleurs au tiroir simple.

69. — *Proportionnalité des épures.* — Les données d'après lesquelles on réalise une distribution ne renferment que des rapports et des angles indépendants de la grandeur des machines, et la largeur λ_2. L'épure peut donc être adaptée à un cylindre quelconque, son échelle étant simplement modifiée dans le rapport inverse de la largeur de la lumière.

70. — *Corrections dues à l'obliquité.* — Prenons une position quelconque OM de la manivelle (fig. 128), l'écart correspondant du tiroir est M t ; pour la position symétrique OM', l'écart est M' t' ; si l'on donne au tiroir placé au milieu de sa course des recouvrements exté-

rieurs égaux e pour les deux lumières, les ouvertures pour les deux faces et pour des positions opposées de la manivelle seront :

$$Mt - e \qquad M't' - e$$

Ces ouvertures sont inégales, sauf pour les positions OM_2 et OM'_2 pour lesquelles l'écart du tiroir est maximum, et l'obliquité de sa bielle nulle.

L'inégalité est d'autant plus grande que la manivelle est plus rapprochée des points morts M_0 M_1 ; les avances linéaires sont donc fortement affectées par l'obliquité de la barre d'excentrique, de même que les avances angulaires ; la même modification est apportée à l'échappement. En ce qui concerne les positions du piston, l'effet combiné des obliquités des deux bielles est d'augmenter la fraction d'introduction sur la face arrière, et de la diminuer sur la face avant ; enfin les périodes de compression sont également modifiées.

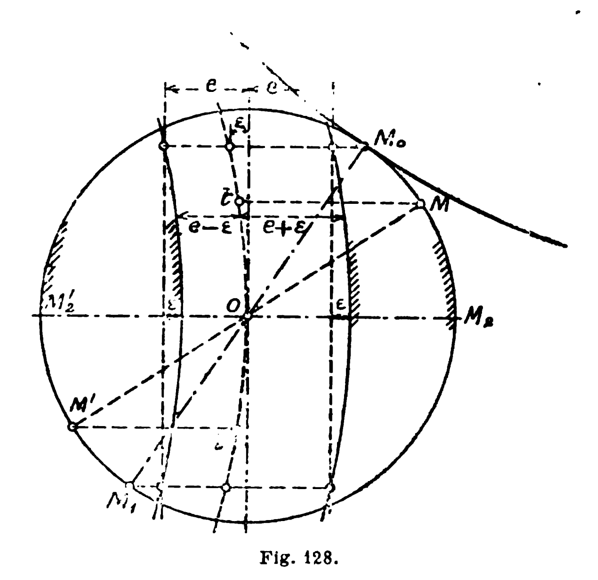


Fig. 128.

Ces inégalités ont sur la distribution des influences diverses, la plus grave est la différence des avances ; ainsi, l'avance linéaire à l'admission est augmentée sur la face arrière, elle est diminuée sur la face avant, où elle pourrait même se transformer en retard.

Le principe adopté pour le *réglage du tiroir* est le suivant : on s'attache à rendre les avances linéaires égales sur les deux faces, tant pour l'admission que pour l'échappement (1).

Ce résultat est obtenu en déplaçant le tiroir, par allongement de sa tige, de la quantité ε, qui représente l'erreur due à l'obliquité lorsque la manivelle est au point mort, ce qui revient à donner aux recouvrements pour la lumière d'arrière, les valeurs :

$$e + \varepsilon \qquad i - \varepsilon$$

et à ceux de l'avant :

$$e - \varepsilon \qquad i + \varepsilon$$

Les ouvertures exactes des lumières d'admission sur les deux faces sont représentées, après cette modification, par les segments horizontaux compris entre les arcs marqués de hachures ; les ouvertures les plus grandes ne sont donc plus égales, celle de la face arrière étant diminuée de ε tandis que celle de l'avant est augmentée de la même quantité, mais cette inégalité n'a pour effet que de modifier un peu la vitesse de la vapeur au moment de l'ouverture maximum. La même observation s'appliquerait à l'échappement. L'inégalité des fractions d'admission entre les deux faces est aussi corrigée, quoique dans une mesure assez légère, la cause la plus importante de cette inégalité étant l'obliquité de la bielle motrice.

Le diagramme en trait plein (fig. 129) se rapporte à une machine dans laquelle les obliquités seraient nulles, il est le même pour les deux faces ; les diagrammes en trait pointillé seraient obtenus en tenant compte des obliquités, la distribution étant réglée comme il vient d'être expliqué. Pour obtenir les diagrammes des travaux pour chaque course (et non plus

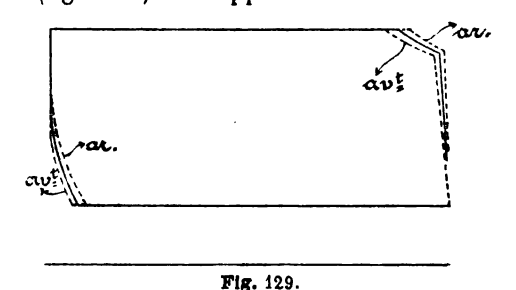


Fig. 129.

(1) Pour une machine existante, on amène successivement la manivelle à chacun des points morts, et on agit sur les écrous de la tige du tiroir jusqu'à ce que les avances soient égales. Le réglage doit être vérifié de temps en temps, il tend à s'altérer par l'usure des articulations.

sur chaque face), il faut combiner la course directe de la face arrière avec la course rétrograde de la face d'avant, et *vice versa*. L'altération des diagrammes, peu sensible dans le cas de la figure, où l'admission est grande, s'accentuerait pour de faibles introductions.

L'inégalité de la puissance motrice des deux courses est corrigée jusqu'à un certain point par le poids des pièces dans les machines verticales dont le cylindre est en dessous de l'arbre ; le contraire a lieu pour le type pilon. Cette observation ne s'applique évidemment qu'aux machines à simple tiroir.

71. — *Procédé de Dubost* (1). — Ce procédé permet d'obtenir les déplacements exacts du piston pour une position de la manivelle, ou *vice versa*, sans tracer aucune circonférence de grand rayon; M. Massau a donné de cette méthode la démonstration ci-dessous, basée sur la géométrie élémentaire.

Le déplacement exact du piston correspondant à l'arc M_0 M décrit par la manivelle est M_0 A (fig. 130), MA étant l'arc décrit du pied de la bielle comme centre ; le point A′ s'obtient facilement, la construction permet de trouver A′A, que nous désignerons par u. Soit b la longueur de la bielle, r le rayon de la manivelle, on a :

$$b^2 = r^2 + (b + \mathrm{OA})^2 - 2\,\mathrm{OA}'(b + \mathrm{OA})$$

En remplaçant OA′ par OA $+ u$, et posant :

$$\frac{r^2}{b} = r' \text{ ou } \frac{r^2}{r'} = b$$

(1) *Annales de l'Académie des Sciences de Paris* (3 oct. 1888). *M. Massau* a généralisé le procédé de Dubost (*Annales des Ingénieurs de Gand*, t. XIX, p. 216).

Divers procédés ont été imaginés pour tenir compte des obliquités sans tracer des arcs de grand rayon ; nous citerons notamment ceux de M. *Marcel Deprez* (*Haton de la Goupillière*, t. II, p. 121), de M. *Banneux* (*Annales des Travaux publics de Belgique*), de M. *Isidore Claeys* (*Annales des Ingénieurs de Gand*, t. XII, *Bulletin* de la même Association, 1888-89, n° 8) ; M. *Léauté* (*Génie civil*, t. XII, p. 108) a traduit en épure polaire approximative le diagramme de M. Claeys. Ainsi que le fait remarquer M. *Massau* (*Annales des Ingénieurs de Gand*, t. XIV), le procédé de M. Claeys revient à tracer les arcs à échelle réduite. M. Massau a fait connaître un procédé basé sur le développement en série de l'expression de l'écart ; chacun des termes de la série représente l'écart qui serait produit par une petite manivelle tournant plus vite que la manivelle principale, toutes ces manivelles étant considérées avec des bielles infinies. La méthode de *Brix* (voir *Dubbel, Dampfmaschinen*) a une certaine analogie d'origine avec le théorème de Dubost.

L'égalité devient, après transformation :

$$2u(OA + b) = r^2 - \overline{OA}^2$$

d'où :

$$u = \frac{r^2 - \overline{OA}^2}{2(OA + b)}$$

en divisant par r', et en éliminant b, il vient :

$$\frac{u}{r'} = \frac{r^2 - \overline{OA}^2}{2r'OA + 2r^2}$$

ou :

$$\frac{u}{r' - u} = \frac{r^2 - \overline{OA}^2}{2r'OA + r^2 + \overline{OA}^2}$$

Élevons la perpendiculaire AR à la direction M_0M_1, menons S'S parallèle à M_0M_1, et égal à r', le point S étant sur la circonférence et le point S' sur le diamètre perpendiculaire à M_0M_1. On a :

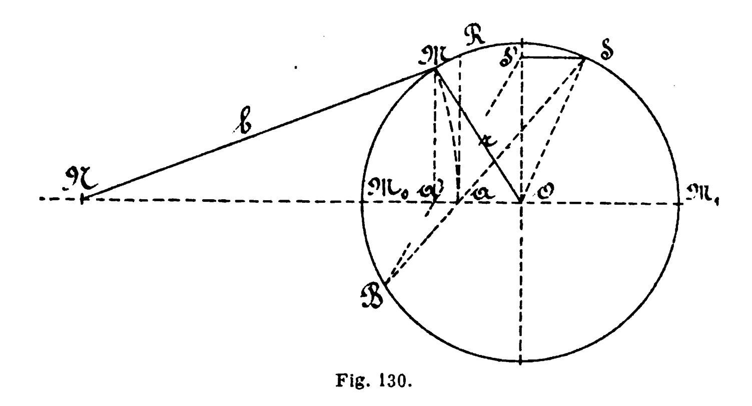


Fig. 130.

$$r^2 - \overline{OA}^2 = \overline{AR}^2$$

et dans le triangle OSA :

$$\overline{AS}^2 = \overline{OA}^2 + r^2 + 2r'OA$$

ce qui donne :

$$\frac{u}{r' - u} = \frac{\overline{AR}^2}{\overline{AS}^2}$$

Prolongeant SA jusqu'à la circonférence au point B, et remarquant que :

$$AR^2 = AS \times AB$$

il vient :

$$\frac{u}{r' - u} = \frac{AB}{AS}$$

ou :

$$\frac{u}{r'} = \frac{AB}{BS}$$

Les points B, A', S' sont par conséquent en ligne droite.

La construction qui donne le point A est donc la suivante : ayant calculé ou construit la valeur :

$$r' = \frac{r^2}{b}$$

on la porte en S'S, on joint S'A' qu'on prolonge jusqu'en B ; on joint BS, qui donne le point A.

72. — *Épure elliptique.* — En portant en abscisses les déplacements du piston, et en ordonnées ceux du tiroir relevés sur l'épure circulaire approchée ou exacte (fig. 121 ou 128), on obtient une ellipse parfaite ou l'ellipse approchée des figures 131 ou 132 respectivement ; les écarts du tiroir se compteront à partir de la ligne médiane XX, les recouvrements extérieurs seront portés en e' et e'' pour les faces d'arrière et d'avant, les recouvrements intérieurs en i' et i'' pour ces mêmes faces ; si le tiroir est réglé (70), les avances linéaires seront égales.

Connaissant les dimensions du tiroir et de la glace, l'épure permet de régler le tiroir, car on a :

$$e' + e'' = AA' - CC'$$

Il est facile de tracer sur l'épure les deux parallèles *mn*, *pq*, distantes l'une de l'autre de $e' + e''$, de manière à ce que les avances *ma*, *qb*, soient égales. L'épure elliptique est plutôt employée pour le contrôle des éléments trouvés que pour une première étude, il en est de même de l'épure sinusoïdale.

73. — *Épure sinusoïdale.* — On porte en abscisses, à une échelle quelconque, les arcs décrits par le bouton de manivelle, et en ordonnées

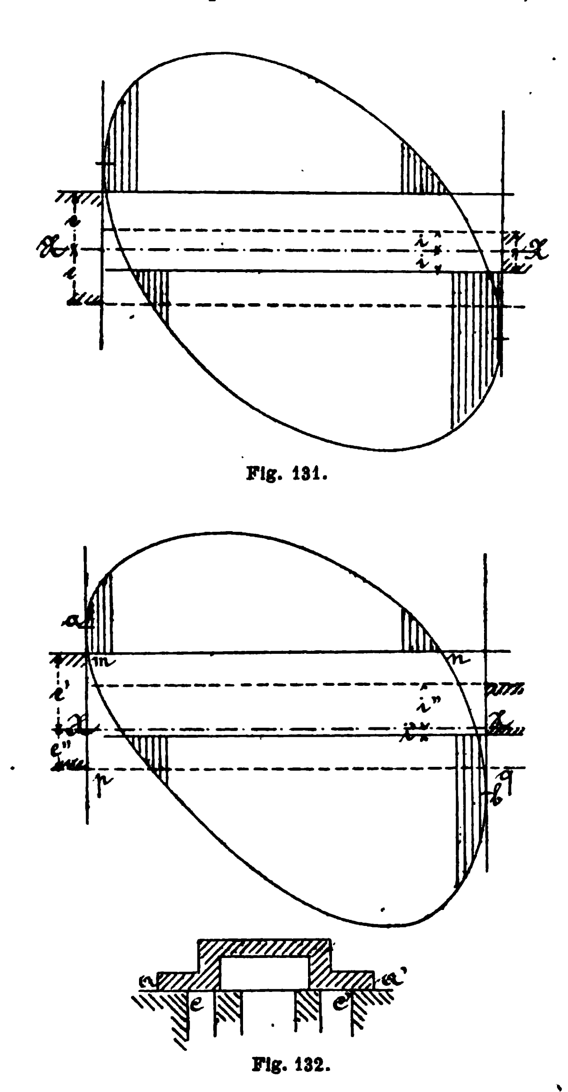


Fig. 131.

Fig. 132.

les chemins décrits par le piston d'une part, par le tiroir d'autre part, depuis leur position arrière. On obtient ainsi deux sinusoïdes (fig. 133), déformées par les obliquités, marquées P et T. Les échelles des ordon-

nées peuvent être choisies de telle manière que les courses du piston et du tiroir soient représentées par la même longueur, mais les deux courbes ne seront pas identiques. Les sommets T_1, M_1, seront distants

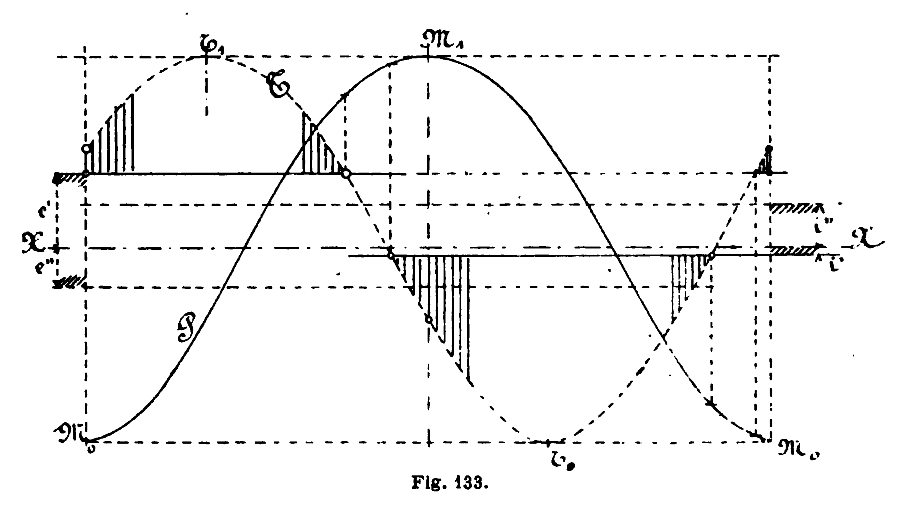


Fig. 133.

d'un arc égal à celui qui mesure l'angle de calage, car lorsque le tiroir arrive au point mort d'avant, la manivelle a encore à parcourir l'angle de calage avant d'arriver à son point mort.

Les recouvrements se tracent par rapport à la ligne médiane XX comme pour l'épure elliptique, les ouvertures d'admission et d'échappement pour la face d'arrière sont marquées par des hachures, les positions correspondantes du piston sont reportées sur la courbe P, etc.

Lorsqu'on modifie l'angle de calage, la courbe M ne change pas de forme, mais elle se déplace horizontalement, ce qui permet de suivre les changements apportés à la distribution en traçant cette courbe sur papier calque, et en la faisant glisser d'une quantité correspondant à la modification de l'angle de calage.

Cette épure peut servir, comme la précédente, à déterminer le réglage du tiroir.

74. — *Diagramme polaire de Zeuner* (1). — Prenons l'épure circu-

(1) On peut établir ce diagramme directement. Il a été exposé avec toutes ses applications dans le *Traité des distributions par tiroirs*, traduit par Debize et Mérijot ; il a paru plusieurs éditions allemandes du remarquable ouvrage de Zeuner.

laire tracée en négligeant l'obliquité de la barre d'excentrique (fig. 134), l'écart ot peut s'obtenir en projetant le point fixe T_1, sur la direction OM de la manivelle, l'égalité des deux triangles rectangles $ot' T_1$, OM t, donne en effet :

$$Ot' = Ot$$

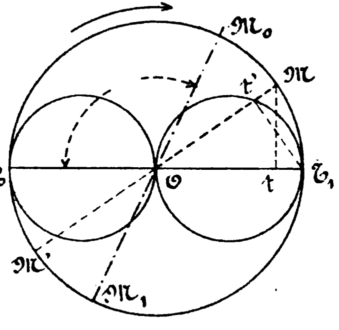


Fig. 134.

Pour obtenir le point t', il suffit de décrire une circonférence sur OT_1 comme diamètre, les rayons vecteurs interceptés dans cette circonférence par la manivelle donnent les écarts du tiroir vers l'avant, à partir de sa position moyenne. Lorsque la manivelle doit être prolongée pour rencontrer la circonférence (position OM') l'écart du tiroir est vers l'arrière. On peut du reste éviter ce prolongement en traçant sur OT_0 une deuxième circonférence opposée à la première.

Il n'y a aucune raison, dans le diagramme de Zeuner, de donner à

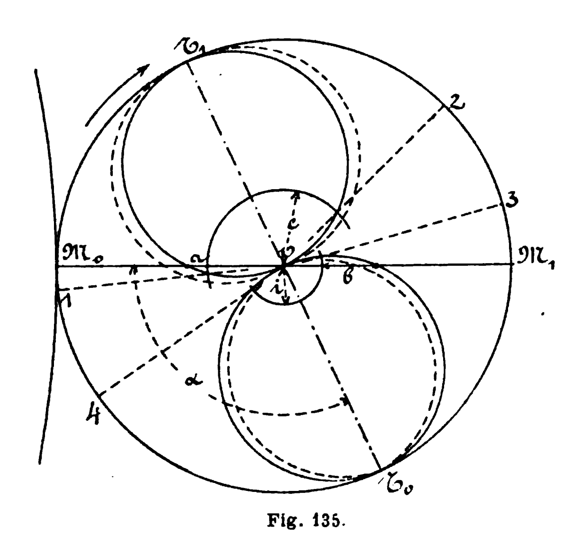


Fig. 135.

$M_0 M_1$ une position inclinée, on placera donc $M_0 M_1$ suivant le trajet du piston, comme dans la figure 135. Pour tracer le diagramme, on mène

la ligne $M_0 M_1$, qui représente le diamètre du cercle décrit par le bouton de la manivelle, on porte l'angle de calage α en sens contraire de celui qui est réalisé dans la machine, on obtient ainsi la ligne $T_1 T_0$, sur laquelle on trace les cercles OT_1 et OT_0 relatifs aux écarts d'avant et d'arrière, respectivement.

Pour compléter l'épure de manière à ce qu'elle donne les ouvertures des lumières, on retranche des rayons vecteurs les recouvrements *e* et *i* en traçant les deux petites circonférences concentriques indiquées sur la figure. Les phases de la distribution sont, pour la face arrière du piston :

Position 01 de la manivelle :	ouverture de la lumière d'admission.
Angle 1 OM_0 :	avance angulaire à l'admission.
Longueur *a* :	avance linéaire à l'admission.
Position OT_1 :	ouverture maximum à l'admission.
Position 0 2 :	fermeture de l'admission.
Angle 2 0 3 :	détente.
Position 0 3 :	ouverture de l'échappement.
Angle 3 OM_1 :	avance angulaire à l'échappement.
Longueur *b* :	avance linéaire à l'échappement.
Position 0 T_0 :	ouverture maximum de l'échappement.
Position 0 4 :	fermeture de l'échappement.
Angle 4 0 1 :	compression.

Les positions correspondantes du piston peuvent s'obtenir par projection sur le diamètre $M_0 M_1$, si l'on néglige l'obliquité de la bielle motrice, ou en se servant de l'arc passant par M_0, si on veut en tenir compte.

On peut porter aussi, suivant les rayons vecteurs, les déplacements corrigés du tiroir, on obtient alors, au lieu des cercles T_1 et T_0, les courbes pointillées.

Enfin, rien n'empêche d'adopter pour les écarts du piston le même mode de représentation que pour le tiroir, l'épure se complèterait alors par deux cercles tracés sur OM_0 et OM_1 comme diamètres. Ces modifications et corrections ne sont pas employées; le diagramme de Zeuner est, comme l'épure circulaire, un excellent moyen d'étude approximative, que l'on complète, s'il en est besoin, par l'épure elliptique, et qui permet de résoudre les mêmes questions (n° 66).

Lorsque l'on emploie l'épure pour déterminer le recouvrement inté-

rieur en fonction des positions que l'on assigne à la manivelle, soit pour l'ouverture, soit pour la fermeture, ce recouvrement n'est pas donné avec toute la précision voulue, le cercle et la manivelle se coupant sous un angle très aigu.

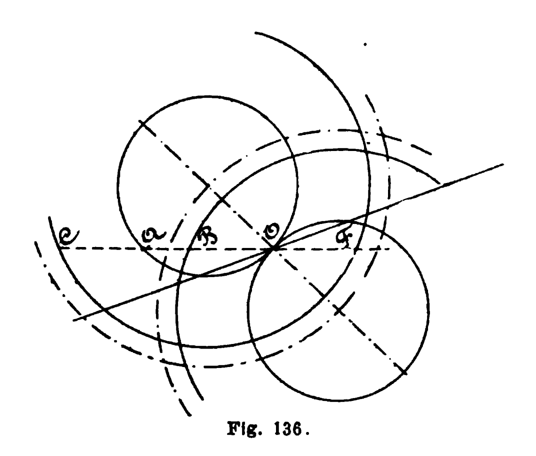


Fig. 136.

On résout cette difficulté en agrandissant d'une même quantité les rayons des cercles polaires, tout en conservant leurs centres (fig.136) ; on peut démontrer que :

$$BC = OA$$

Car, prolongeons CO jusqu'en F ; par raison de symétrie, on trouve :

$$OF = CA$$

$$OF = OB$$

donc :

$$OB = CA$$

et, en ajoutant de part et d'autre la longueur AB, on démontre la propriété énoncée.

On fait ordinairement passer les circonférences par les centres des cercles de Zeuner, on obtient alors les cercles de *Boire*. Le recouvrement intérieur se mesure entre les cercles ainsi agrandis, avec lesquels il donne des intersections plus précises.

75. – *Diagramme de Thalmeyer* (1). — On peut déduire ce diagramme de celui de Zeuner. Menons (fig. 137) la perpendiculaire OA au diamètre OT_1 ; joignons T_1M, T_1N, T_1P, menons ON et OP, et prolongeons ces lignes ; abaissons de A les perpendiculaires A*m*, A*n*, A*p*, à

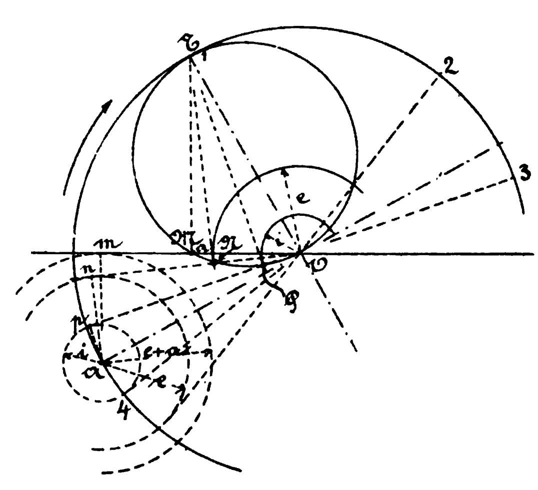


Fig. 137.

ces directions ; les sommets *m*, *n*, *p*, sont sur la circonférence décrite sur OA comme diamètre, les triangles AO*m*, A*on*, A*op* sont respectivement égaux aux triangles T_1 OM, etc., comme ayant les côtés perpendiculaires l'un et l'autre, et l'hypothénuse égale. Donc, si on désigne par *a* l'avance linéaire à l'admission :

$$Am = OM = e + a$$
$$An = ON = e$$
$$Ap = OP = i$$

Ces relations étant établies, si l'on veut tracer l'épure, on prendra $mA = e + a$, on décrira autour de A comme centre, les circonférences ayant pour rayons : $e + a$, e, i, les tangentes menées du point O à ces circonférences délimiteront les phases de la distribution.

(1) M. Thalmeyer a résolu au moyen de son diagramme, imaginé en 1887, de nombreux problèmes. *Engineering*, 1888, 1er sem., p. 47, 48, 162, 261, 586, 613 ; 2e sem., p. 47, 180, 380 ; 1889, 1er sem., p. 263.

76. — *Dianomégraphe de Pichault* (1). — Depuis l'origine des distributions par tiroirs, on a réalisé au moyen de tringles en bois et de manivelles de rayon variable, des instruments qui permettent d'obtenir, comme sur la machine elle-même, les déplacements du tiroir et les phases qui en résultent pour la distribution. M. Pichault a complété ces instruments en leur faisant tracer automatiquement le diagramme polaire corrigé de la distribution, et leur a donné le nom de *dianomégraphes*; ils sont surtout utiles pour les distributions par coulisses, qui sont affectées par de nombreuses perturbations.

Nous ne ferons qu'exposer ici le principe de l'ingénieux appareil de M. Pichault.

On construit, au moyen de tringles en bois à longueur facilement réglable, le modèle de la distribution. Ainsi, dans la figure 138, OM représente la manivelle, OE le rayon d'excentricité, ET la barre d'excentrique ; la tige du tiroir est prolongée par un bras B, de longueur régla-

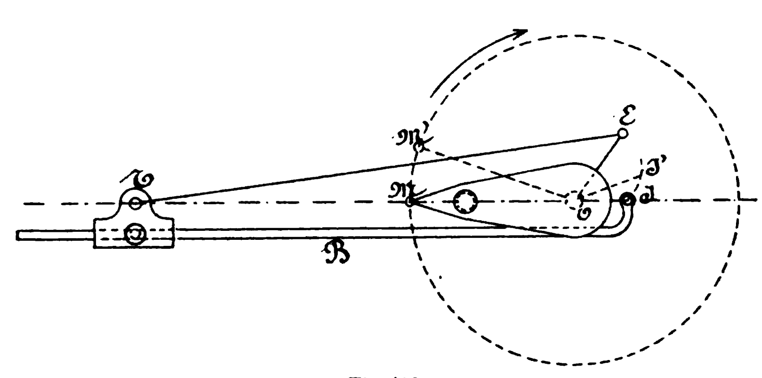


Fig. 138.

ble, qui se termine par l'index I muni d'un traceur. Si l'on place un disque en papier sur la manivelle, et si l'on imprime à celle-ci une rotation autour de O, le traceur marque sur le papier la trajectoire du point I, relativement à ce disque.

Cette trajectoire est une courbe dont les rayons vecteurs OI repré-

(1) *Dianomégraphe, appareils de distribution par tiroirs*, etc., par *S. Pichault* (Paris, E. Bernard, 1886).

Il existe d'autres instruments du même genre, voir notamment l'appareil de *Coste* pour étudier les distributions commandées par excentriques, 14e *Congrès des Ingénieurs en Chef*, p. 41.

sentent les écarts du tiroir, augmentés ou diminués d'une quantité constante, suivant la longueur donnée à la tringle B.

Ainsi, en supposant que cette tringle soit réglée convenablement, la courbe tracée ne serait autre que l'épure polaire de Zeuner corrigée ; il faudrait seulement avoir soin de la lire en sens contraire du mouvement de rotation de la manivelle véritable, car lorsque la manivelle parcourt l'angle MOM', la direction OI' vient coïncider avec le rayon fixe OI, c'est-à-dire que le traceur décrit sur le papier la courbe II'.

Il est inutile de régler la longueur du bras B, car on peut aussi bien opérer sur un diagramme polaire dont tous les rayons sont augmentés ou diminués, mais après avoir tracé le diagramme, on désarticule la bielle TE, et on amène le bras dans une position fixe, de manière à décrire un cercle de repère qui partage en deux parties égales la différence entre l'écart maximum et l'écart minimum ; on peut décrire des cercles concentriques distants du cercle de repère de quantités égales aux recouvrements. L'usage de ce diagramme est facile à trouver, sans qu'il soit nécessaire d'insister davantage.

77. — *Caractères de la distribution par tiroir simple.* — Toutes les distributions commandées par un seul excentrique à renvoi de mouvement direct possèdent un caractère commun dérivé de ce mouvement, et non de la nature du distributeur, car elles se déduisent d'épures identiques, à part les modifications éventuelles dues à des obliquités qui n'ont qu'une influence secondaire.

L'introduction que l'on réalise par le tiroir simple est toujours assez grande, elle ne pourrait être diminuée que par l'augmentation du recouvrement extérieur (fig. 139), ce qui aurait pour effet d'altérer l'avance à l'admission et même de la transformer en retard. Pour la conserver, il faut donc en même temps augmenter l'angle de calage ; on peut le faire sans modifier les cercles polaires, mais en rapportant les déplacements du piston au diamètre $M'_0M'_1$, au lieu de M_0M_1, l'angle de calage étant augmenté de $M_0OM'_0$.

Il est facile de voir que l'effet simultané de ces deux changements (augmentation du recouvrement et de l'angle de calage) est d'augmenter les avances à l'échappement et la compression.

Il est vrai qu'on pourrait modifier aussi le recouvrement intérieur, mais en l'augmentant, on augmenterait encore la compression ; en le diminuant, on augmenterait l'avance à l'échappement.

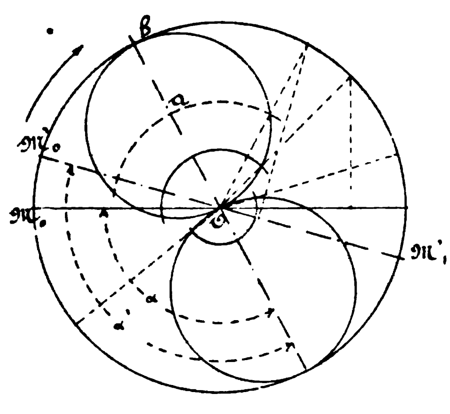


Fig. 139.

Les machines à grand espace nuisible (locomotives, petits moteurs fixes, machines marines) s'accommodent d'une forte compression, et on y réalise par le tiroir des introductions qui descendent jusqu'à 0,25 ; mais pour les cas ordinaires, on ne devra pas compter avec le tiroir simple, sur une introduction inférieure à 0,6 de la course.

78. — *Tiroirs de Trick ou Allan, tiroirs à doubles passages pour l'introduction et l'échappement.* — Le tiroir à canal de *Trick* ou d'*Allan* (fig. 140) trouve son utilité pour les introductions faibles ; on remarque, en effet, sur l'épure (fig. 139), que le passage *ab* devient d'autant plus petit, toutes choses égales d'ailleurs, que le recouvrement extérieur est plus grand. Le tiroir à canal double l'ouverture de l'admission jusqu'au moment où le canal découvre entièrement la glace ; à partir de ce moment, la largeur du canal s'ajoute à l'ouverture. Il peut arriver cependant que l'orifice qui débouche dans la lumière du cylindre dépasse l'arête intérieure de cette lumière, lorsque l'écart atteint sa plus grande valeur ; dans ce cas, l'ouverture reste constante à partir

de la position pour laquelle le canal commence à s'obstruer ainsi, cette obstruction compensant alors l'effet du déplacement de l'arête extérieure (fig. 141).

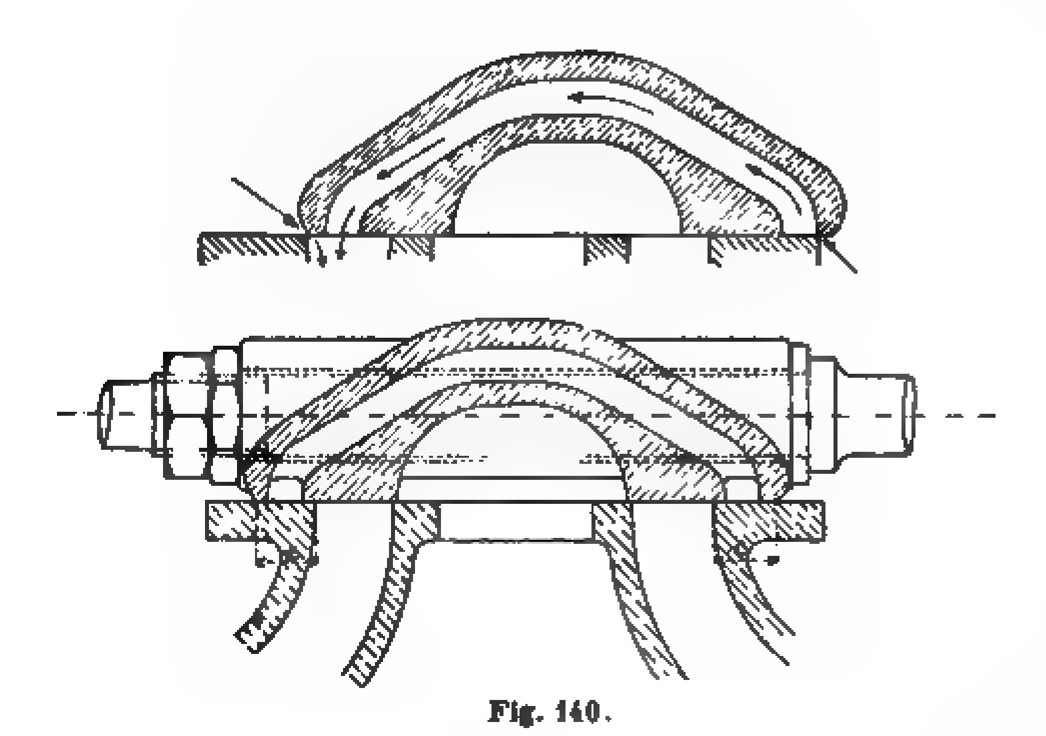


Fig. 140.

On pourrait éviter cet inconvénient en élargissant la lumière vers l'intérieur (contour pointillé), mais le recouvrement intérieur doit évidemment être compté à partir de la nouvelle arête, ce qui entraine une certaine augmentation de la longueur du tiroir et de la glace.

Fig. 141.

La détermination des éléments du tiroir *Trick* est analogue à celle du tiroir simple (66) ; on utilise les données pour tracer une épure comme celle de la figure 125, sans se préoccuper d'abord du canal ; dans cette épure, FT_1 sera toujours beaucoup plus petit que GT_0. On déter-

mine l'échelle en égalant GT_0 à la largeur de la lumière calculée pour l'échappement ; FT_1 étant alors inférieur à l'ouverture nécessaire pour l'admission, on donne au canal une largeur égale au manquant ; on vérifie ensuite si le canal ne s'obstrue pas pour son écart extrême, et si cette obstruction est prononcée, on y remédie comme il est dit plus haut.

Le tiroir de *Trick* est fréquemment employé dans les locomotives et les machines marines ; pour ces dernières cependant, on se sert plus souvent du tiroir de *Penn* (fig. 142-143), qui double les ouvertures,

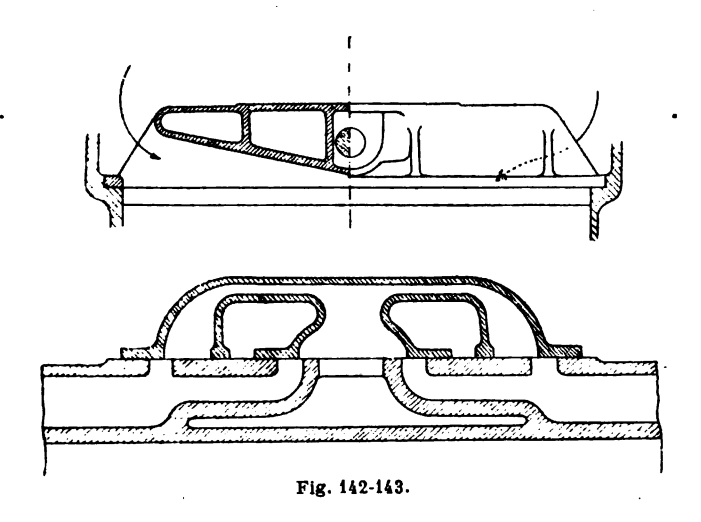


Fig. 142-143.

tant pour l'échappement que pour l'admission. On tient facilement compte de cette circonstance sur l'épure; on remarquera, du reste, que la grandeur absolue des ouvertures est seule modifiée, mais non les positions d'ouverture et de fermeture.

On peut composer d'après le même principe un tiroir à triple passage qui aurait l'avantage d'une course très réduite, mais qui serait cependant de plus en plus long et plus lourd [1].

78 *bis*. — *Tiroir dit à compensation de pression*. — Ce genre

(1) Le tiroir de *Hochwald*, combiné sur un principe différent, est à triple passage et à compensation (78 *bis*), il est employé par *Borsig* (*Engg.* 1904-1-526, et *H. Dubbel, Dampfmaschinen*).

particulier de tiroir est employé pour faire communiquer, pendant une courte période, les deux faces du piston, la détente s'opérant à ce moment sur l'une d'elles, et la compression sur l'autre. On en trouve une forme particulière dans les compresseurs de *F.-J. Weiss* (8e fascicule); cet ingénieur a préconisé plus récemment une autre disposition qui convient comme distributeur de vapeur.

Supposons que le canal du tiroir de Trick soit élargi vers l'intérieur de manière à déboucher dans les deux lumières de la quantité *c* (fig. 144) lorsqu'il est au milieu de sa course, et admettons pour le moment que la glace du cylindre soit prolongée suffisamment de chaque côté pour qu'il ne se produise pas d'admission dans le canal du tiroir. Nous aurons pour ce tiroir l'épure de distribution ordinaire, sauf qu'une communication sera établie entre les deux faces pour toutes les positions dans lesquelles l'écart du tiroir est compris entre zéro et *c*, soit vers l'avant, soit vers l'arrière. La vapeur est ainsi déchargée de la face motrice, comme on le voit par la chute de pression *ab* du diagramme, et sert à relever la pression sur la face comprimante. Le diagramme n'étant tracé que pour la face arrière du piston, le relèvement *a'b'* de la pression provient de la chute analogue à *ab* qui se produit pendant la détente sur la face de droite. A défaut du canal de compensation, le diagramme aurait le contour poin-

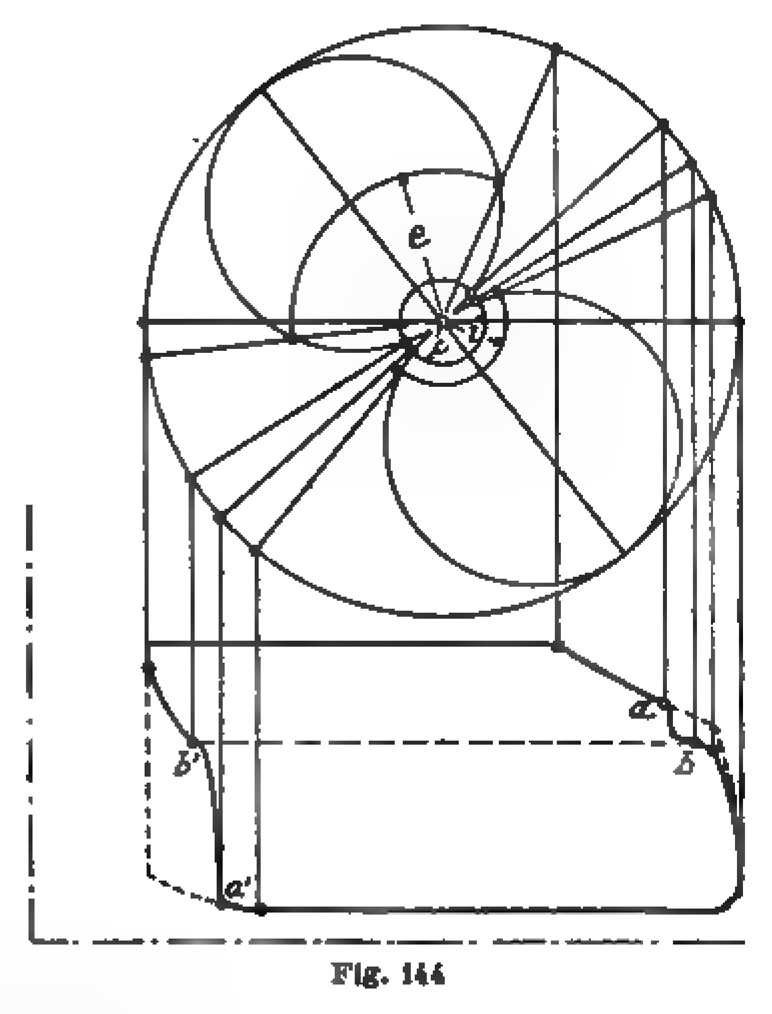


Fig. 144

tillé ; à la fin de la période spéciale ainsi créée, la pression est la même pour les deux faces. Dans la figure, la compensation a pour effet de relever la compression, c'est le cas des machines à condensation à grand espace nuisible ; elle déchargerait la compression pour relever la pression à la fin de la détente, si au moment de la communication l'ordonnée de a' était plus grande que celle de a.

La compensation permet donc d'augmenter la compression quand les machines n'en ont pas assez, et de la diminuer quand elles en ont trop ; nous n'examinons pas ici jusqu'à quel point ces modifications peuvent être favorables à l'économie, mais il n'est pas douteux qu'elles peuvent l'être au fonctionnement dynamique, en donnant plus de douceur de marche dans le cas de la condensation aussi bien qu'en évitant les efforts excessifs qui peuvent résulter de compressions exagérées.

Il est à remarquer que rien n'empêche de faire servir le canal de compensation à augmenter le passage pendant l'admission, comme dans le tiroir de Trick ; il suffit de l'élargir vers les arêtes extérieures du tiroir, en lui donnant une largeur plus grande que c ; cet excès ne modifie pas les périodes de compensation. Il faut aussi limiter la glace comme dans les figures 140 et 141, pour utiliser le canal en vue de l'admission.

On n'obtiendrait pas l'effet de compensation recherché dans un tiroir ordinaire, dont on aurait diminué le recouvrement intérieur de manière à le rendre négatif; on ferait ainsi communiquer les deux faces du piston, mais elles seraient en même temps en relation avec l'échappement.

Weiss a imaginé plus récemment un tiroir à compensation dont l'une des formes est représentée dans la figure 145 (le canal a ici la même fonction que dans le tiroir de Trick, et il peut ne pas exister) ; l'échappement est réglé par les bords marqués i, et les barrettes du tiroir peuvent être diminuées vers l'intérieur, la quantité c joue le même rôle que l'ouverture désignée par la même lettre dans la figure 144; elle n'équivaut nullement à un recouvrement intérieur négatif. Ce tiroir est à double passage pour l'échappement.

79. — *Diverses modifications du distributeur et de ses renvois* (1).

1°) *L'axe de la tige du tiroir n'est pas parallèle à celui de la tige du piston.* — Ce cas se présente surtout dans les locomotives, les points

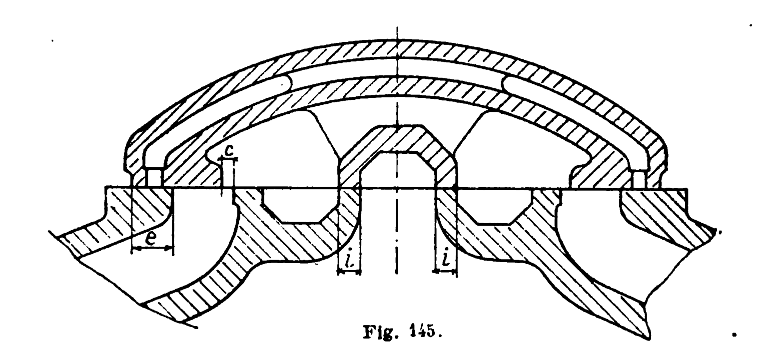


Fig. 145.

morts ne coïncident plus. Cette distribution (figure 146) peut se tirer du cas ordinaire, en supposant qu'on ait fait tourner l'excentrique par rapport à la manivelle de l'angle β ; par conséquent, l'épure ne sera pas modifiée, mais elle devra être tracée avec l'angle de calage réel α, diminué de l'angle β que forment les deux tiges.

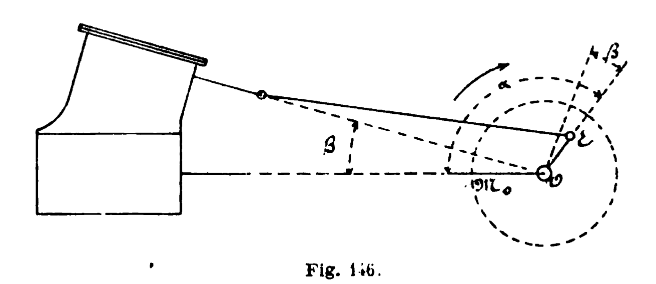


Fig. 146.

2°) *Le mouvement de l'excentrique est communiqué au tiroir par*

(1) Nous n'examinons que quelques cas généraux. Bien des distributions en apparence d'une grande complication cinématique se ramènent au simple tiroir, telle est, par exemple, la distribution des machines à cylindre oscillant; il serait impossible de les examiner toutes. Il existe d'ailleurs des traités spéciaux sur les distributions, mais on trouvera plus simple en général de construire soi-même les épures en partant de la théorie du tiroir simple, que de suivre les auteurs dans leurs systèmes de notations forcément compliqués.

un bras (fig. 147). Le mouvement du tiroir est évidemment le même que s'il était produit par un excentrique fictif OE′ ayant pour excentricité :

$$OE \times \frac{OI'}{OI}$$

l'angle de calage n'étant pas modifié.

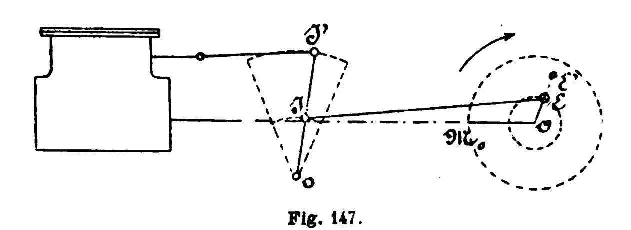


Fig. 147.

L'étude sera faite au moyen de cet excentrique fictif, d'où il sera facile de passer à l'excentrique réel.

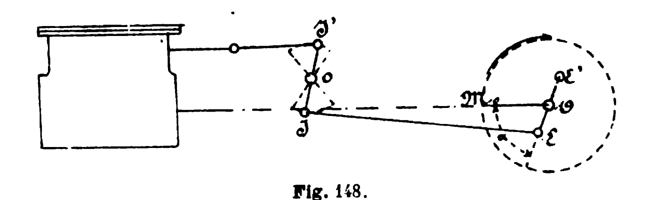


Fig. 148.

3°) Le *centre de rotation du bras est entre les points* I, I′ (fig. 148). — L'effet du bras est ici de changer le signe des écarts, l'excentricité fictive sera :

$$OE' = OE \times \frac{OI'}{OI}$$

L'angle de calage fictif sera :

$$\alpha' = 180^\circ - \alpha$$

α étant l'angle de calage réel.

4°) *Le mouvement est renvoyé au tiroir par un bras coudé* (fig. 149). — Ce cas revient au 3°), mais les rayons OI, OI′ du bras devront faire l'angle β.

5°) *Renvoi par engrenages.* — Les roues devront toujours avoir des rayons égaux (fig. 150), mais l'angle de calage devra être porté sur l'arbre auxiliaire O' en sens contraire du mouvement de l'arbre principal.

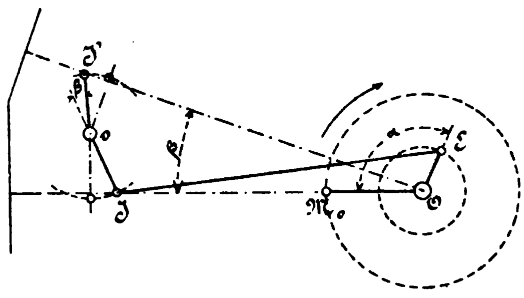


Fig. 149.

6°) *Distribution par quatre obturateurs.* — Les quatre plaques seront commandées par un seul excentrique, mais il n'y aura rien de changé à l'étude de la distribution ; il ne sera pas nécessaire ici de donner aux canaux d'admission la largeur λ_2, puisqu'ils ne doivent plus servir à l'échappement ; on réduira ainsi la longueur et le frottement des obturateurs d'admission.

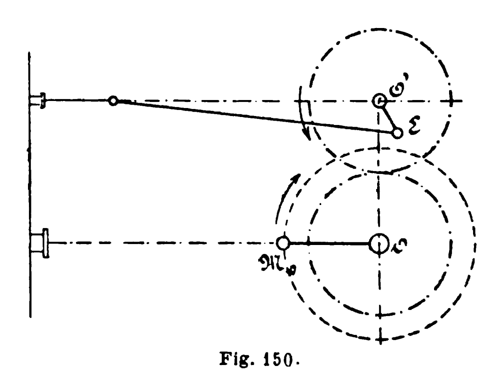


Fig. 150.

7°) *Distribution par soupapes* (fig. 151). — Ayant choisi les diamètres et les levées des soupapes de manière à réaliser les mêmes passages que pour un tiroir, on adoptera pour les commander des bras l_a, l_e, choisis de manière à réaliser ces levées avec une inclinaison déterminée de ces bras ; on en déduira la course de l'extrémité A

du levier L, et, par conséquent, le rayon d'excentricité. L'étude se fera au moyen d'une épure identique à celle du tiroir, les recouvrements *e*, *i* seront représentés par le jeu vertical compris entre les leviers de commande dans leur position moyenne et les chapes des tiges (fig. 152).

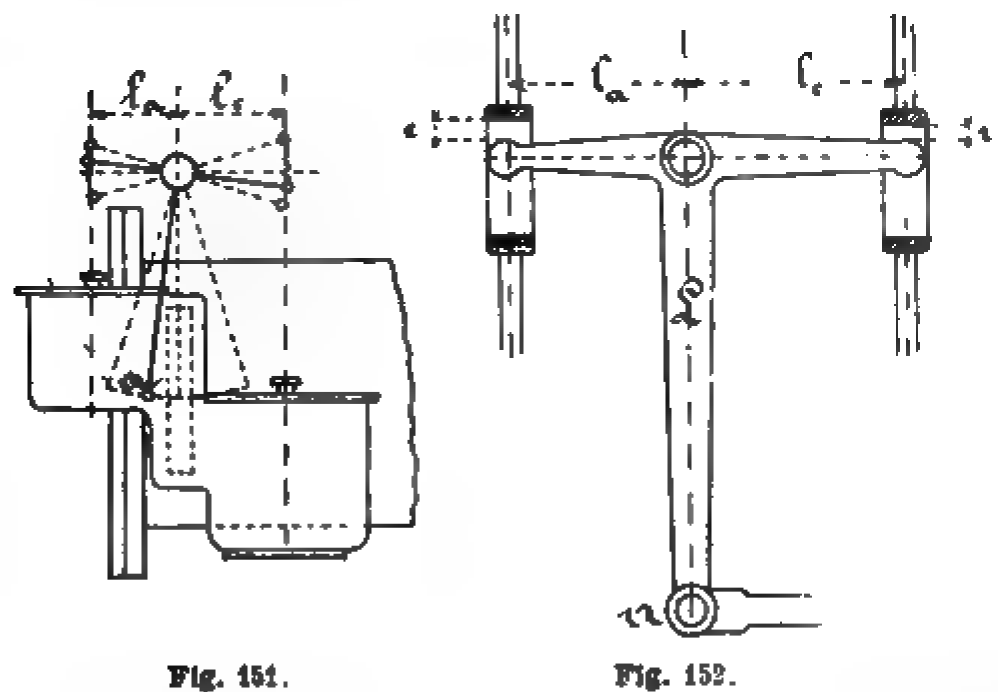


Fig. 151. Fig. 152. Fig. 153

8°) *Tiroir oscillant* (fig. 153). — L'épure approximative s'adapte facilement à ce tiroir [1]; si on veut tenir compte des obliquités, la méthode des *gabarits* de MM. *Coste* et *Maniquet* pourra être utile (p. 174, note).

9°) *Tiroir cylindrique.* — Il y a deux variétés de tiroirs cylindriques; celle dans laquelle l'admission se fait par les arêtes extérieures (fig. 154),

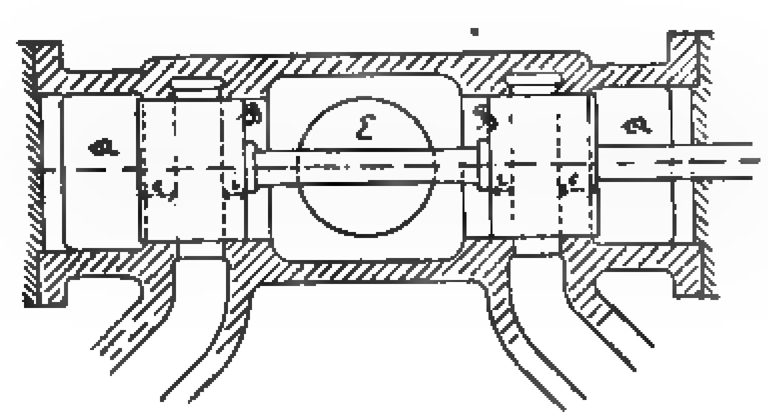


Fig. 154.

ne diffère pas du tiroir à coquille, et son épure est identique. Dans

(1) Le tiroir peut être à canal comme celui de Trick (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, p. 567).

l'autre variété (fig. 155), l'admission a lieu par les arêtes intérieures ; on reconnaîtra facilement que pour produire la même distribution qu'avec le tiroir à coquille, il faut que les écarts soient égaux et de signe contraire à ce qu'ils seraient pour celui-ci, ce qu'on obtiendra en calant l'excentrique dans la position OE′ (fig. 156), mais l'épure devra être tracée comme pour un tiroir ordinaire conduit par l'excentrique OE.

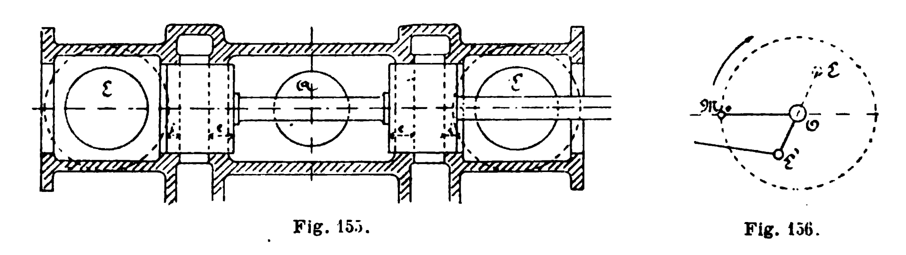


Fig. 155. Fig. 156.

Le tiroir cylindrique peut aussi être fait à double entrée pour l'admission, il est alors l'équivalent du tiroir à canal (tiroir de *Thom*, d'*Armington* et *Sims*, etc. (fig. 157), *Engineering*, 1886, 1er sem., p. 542).

On a fait usage, dans la marine des États-Unis, d'un tiroir cylindrique

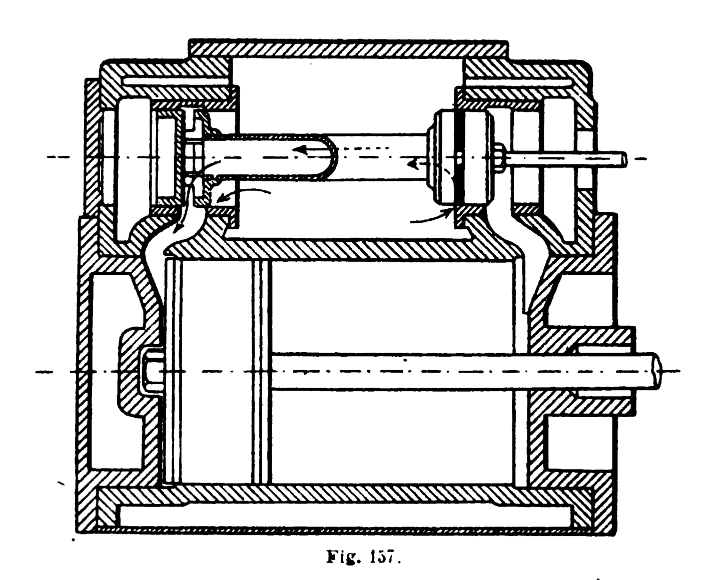


Fig. 157.

qui donne simple passage pour l'introduction et double passage pour l'échappement (*Zeitschrift V. D. I.* 1894. p. 1528) [1].

10°) *Machines de Willans.* — Le tiroir est cylindrique, mais la tige

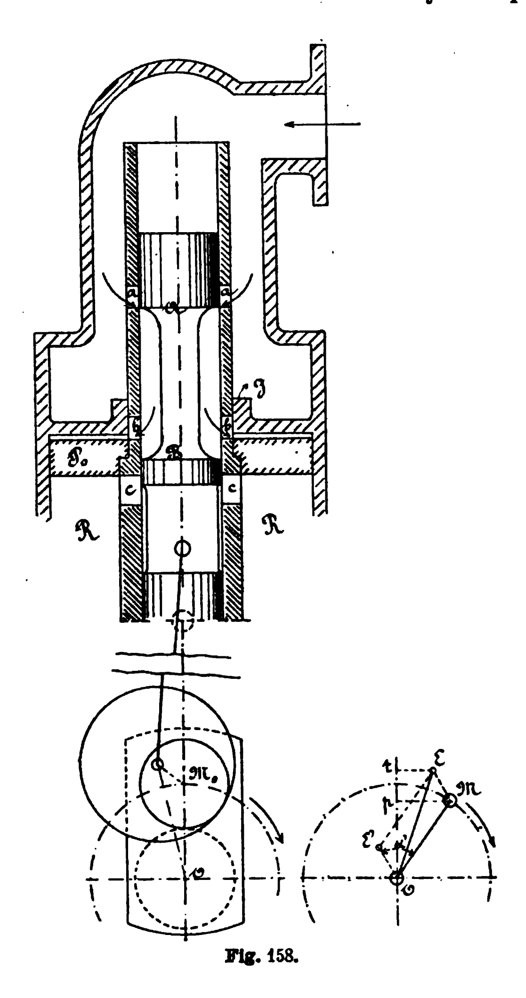


Fig. 158.

du piston, qui est creuse, sert de glace, et elle participe aux déplacements du piston. La figure 158 représente schématiquement la distribution de l'un des cylindres de ces machines, les cylindres et les distri-

(1) Le tiroir de Weiss (fig. 145) peut être transformé aussi en tiroir cylindrique (*Weiss, Traité de la Condensation*, traduit par *Hannebicque*).

buteurs sont superposés sur le même axe, il suffira de considérer l'un des éléments.

La manivelle motrice OM_0 est représentée au point mort supérieur, le piston est en P_0, sa tige creuse présente pour chaque cylindre trois lumières *a*, *b*, *c* ; la lumière *b* est toujours découverte, car il faut remarquer que la tige est représentée dans sa position la plus élevée ; l'introduction se fait par la lumière *a*, suivant le trajet marqué par les flèches ; l'arête A ouvre l'introduction avec l'avance nécessaire, comme dans le tiroir cylindrique du 9°, l'arête B joue le même rôle que celle désignée par la même lettre dans la figure 154, mais la position du receiver R exige qu'elle se meuve sur la lumière *c* ; cette arête règle donc l'ouverture et la fermeture de l'échappement. La distribution pourrait fonctionner avec ces seuls éléments, mais elle produirait, comme toutes les distributions à simple tiroir, une introduction assez grande. Dans la machine Willans, la lumière *a* vient se fermer d'elle-même en s'éclipsant à l'intérieur de la garniture *g* qui est fixe, cette fermeture a lieu avant celle de la lumière *a* par l'arête A (1).

A part cette fermeture anticipée, la distribution qui nous occupe est une simple distribution par tiroir, la seule différence dont il y ait lieu de se préoccuper est que la glace est mobile, les écarts qui devront entrer en ligne de compte ne sont pas ceux qui résultent du déplacement absolu du tiroir, mais de son déplacement *relatif* par rapport au piston.

Soit, pour une position quelconque OM de la manivelle, OE la position du rayon d'excentricité ; les écarts sont O*t* et O*p* respectivement pour le tiroir et le piston ; l'écart relatif est *tp*, il est situé vers le haut (ou vers l'arrière s'il s'agissait d'une machine horizontale comme précédemment) ; mais *tp* est la projection de EM, longueur constante et qui tourne du même angle que l'arbre, puisque le triangle MOE est entraîné par cette rotation.

La distribution est donc la même que si le tiroir se déplaçait sur une glace fixe, et était commandé par l'excentrique fictif OE′ égal et parallèle à ME, ayant, par rapport à la manivelle, l'angle de calage α'.

(1) Le principe qui consiste à rendre la glace mobile et à profiter de cette mobilité pour fermer l'introduction est fort ancien, mais il a été réalisé avec une glace commandée par excentrique.

Pour réaliser l'excentrique de centre E, il n'est pas nécessaire de faire usage d'un plateau calé sur l'arbre ; ce plateau devrait être très grand et entraînerait un travail important de frottement : il fait donc partie du coude (fig. 26) ; il suffit qu'il ait un rayon assez grand pour embrasser le tourillon de la bielle. Pour la symétrie des efforts, la tête de bielle est dédoublée, et l'excentrique est au milieu du tourillon.

11°) *Distribution Bonjour.* — La distribution à détente variable inventée par Bonjour en 1900 peut recevoir plusieurs dispositions dont le caractère fondamental est le même, et se retrouve dans le *schéma* de la figure 159.

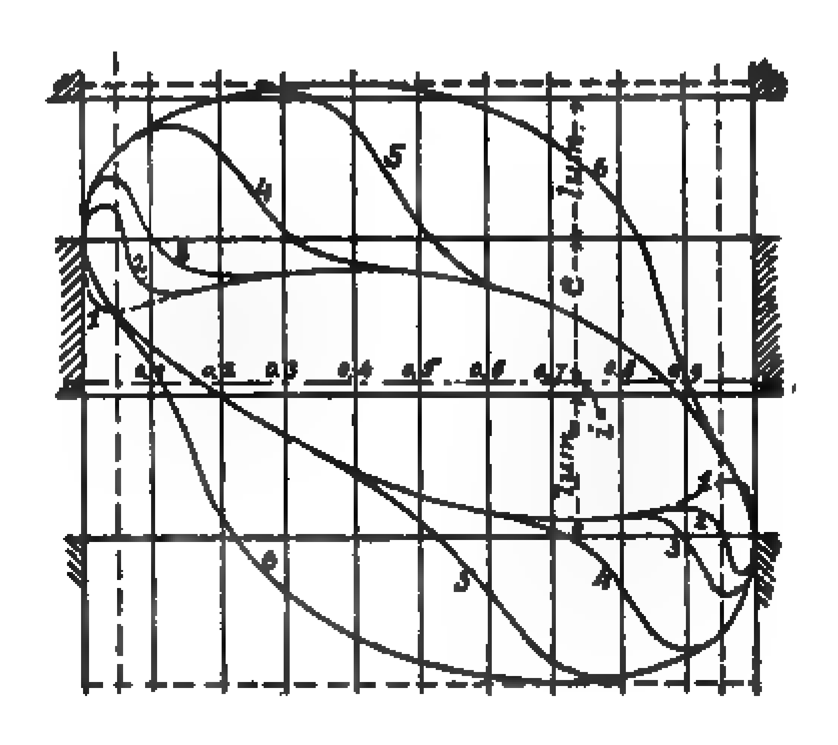


Fig. 159.

Le distributeur est un tiroir cylindrique équilibré, dont le mouvement dérive de deux excentriques ; l'un d'eux est à calage fixe, comme l'excentrique unique des distributions ordinaires ; il commande par sa barre, reliée au point A, le bras oscillant OI, tournant autour du pivot fixe O. Au sommet I du bras, est articulé un bras à coulisse IF, dont le coulisseau C est porté à l'extrémité du balancier BC, commandé au point B par le second excentrique ; celui-ci est d'excentricité constante, mais de calage variable réglé par un régulateur d'arbre du genre américain ; le pivot D du balancier BC est porté par le bras OI.

Le bras à coulisse IF, orienté par le mouvement que possède le coulisseau C relativement au point I, entraîne par le pivot F un coulisseau engagé dans un second bras à coulisse AF. C'est le pivot excentré T faisant partie de l'élément AF, qui commande finalement le tiroir.

Un premier examen du système montre que le mouvement principal du tiroir est celui que produirait l'excentrique fixe, mais que sur ce mouvement principal se greffe une modification d'écart due au système articulé IFA, dont les déformations sont commandées par le mouvement relatif du balancier BC par rapport au bras OI.

L'étude de cette distribution ne peut être faite que par points ; en choisissant convenablement les éléments du système, on obtient, pour divers calages de l'excentrique de détente, les courbes de la figure 159, remarquables par leurs propriétés. Celles-ci montrent, en effet, que les avances à l'admission et à l'échappement non plus que la compression ne sont pas sensiblement modifiées, tandis que l'introduction passe de la valeur zéro (courbe 1) jusqu'à plus de 0,8 (courbe 6) ; de plus, les ouvertures de la lumière restent suffisantes jusqu'aux introductions les plus petites.

Ces courbes ont une certaine analogie avec celles qu'on obtient dans la modification Delville de la distribution Walschaerts (96), dans laquelle le mouvement du tiroir résulte aussi de deux mouvements circulaires qui se superposent avec une perturbation (1).

§ III

Distributions par tiroirs composés avec cloison fixe.

Ces distributions ont été imaginées dans le but de produire des admissions plus courtes que par le tiroir, et pouvant même s'annuler au besoin ; cette dernière condition doit être remplie surtout dans les machines à détente variable par le régulateur, puisque celui-ci doit

(1) Sur la distribution Bonjour et ses modifications, voir : *Revue de Mécanique* 1900-2-727 ; *La Mécanique à l'Exposition de* 1900, 3e livraison, par *Eude* ; la *Distribution Claude Bonjour*, par *A. Duchesne* (*Revue univ. des Mines*, 1904, T. VI).

pouvoir empêcher la machine de s'emporter lorsque le travail résistant est supprimé accidentellement.

80. — *Dispositif attribué à Saulnier, Gonzenbach, etc.* — Rien n'est changé au tiroir principal T (fig. 160), mais la chapelle est divisée en deux par une cloison fixe C, percée d'une lumière l, sur laquelle se meut un tasseau ou tuile de détente commandé par un excentrique spécial ; ce tasseau découvre la lumière en temps voulu pour produire l'introduction, dont l'ouverture précise est toujours réglée par le tiroir principal, de même que l'ouverture et la fermeture de l'échappement.

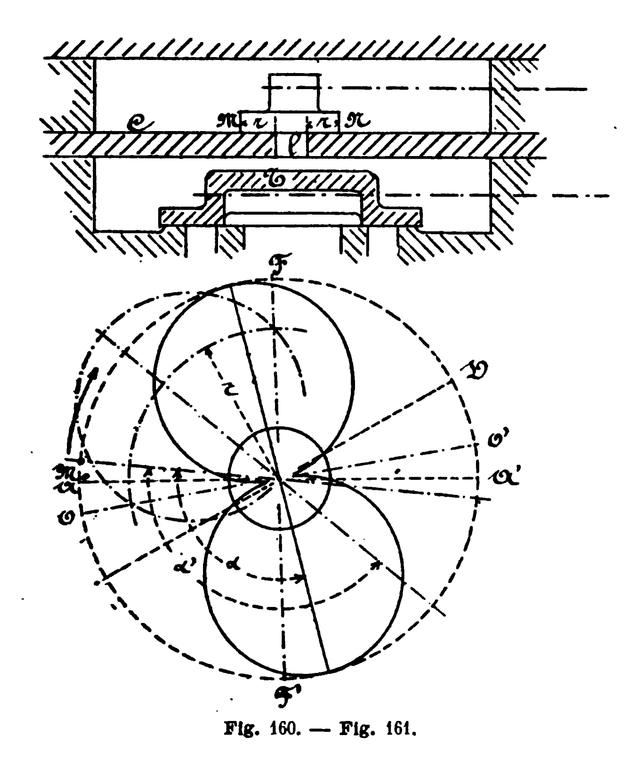


Fig. 160. — Fig. 161.

On trace l'épure du tiroir principal (fig. 161) (les phases de l'échappement n'y sont pas indiquées comme ne présentant pas un intérêt nouveau). Sur cette épure, on trace les cercles polaires donnant les écarts du tasseau, en tenant compte de l'angle de calage α' de l'excentrique qui le commande. L'ouverture et la fermeture de la lumière l

par l'arête M se produisent en O et F, respectivement ; ces positions sont O' et F' pour l'arête N : quelle que soit l'arête qui découvre la lumière l, la vapeur est admise dans la chapelle. L'ouverture O' ne peut se produire avant la fermeture D par le tiroir principal ; elle ne peut d'ailleurs avoir lieu trop tard, puisqu'elle doit être antérieure au commencement de l'introduction sur la face avant du piston ; le point O' doit donc être situé entre D et A'.

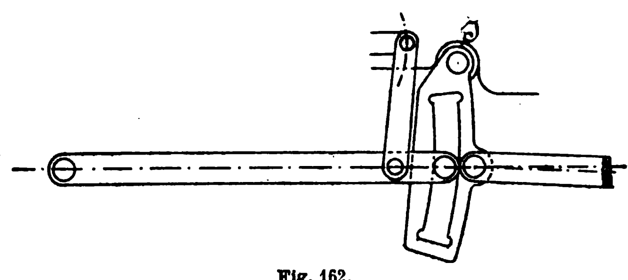


Fig. 162.

Les moyens de diminuer l'introduction sont : 1°) diminuer la course du tasseau, ce qui peut se faire par un renvoi à coulisse (fig. 162), celle-ci pivotant autour d'un point fixe I ; 2°) augmenter l'angle de calage α' ; cette dernière disposition doit se traduire par un mécanisme qui permette d'agir sur l'angle de calage pendant la marche : elle a été

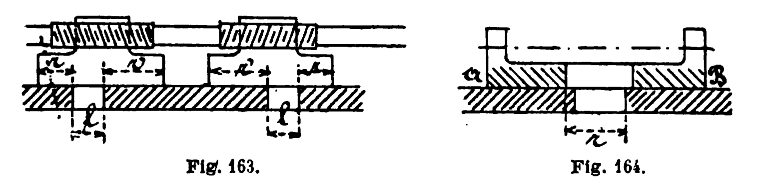


Fig. 163. Fig. 164.

fréquemment employée, mais elle est peu constructive ; 3°) augmenter le recouvrement r, ce qui exige que le tasseau soit décomposé en deux parties (fig. 163) ; les recouvrements r', qui ne jouent aucun rôle dans la distribution, doivent être assez grands pour ne jamais découvrir les arêtes intérieures des lumières, qui sont doubles.

Comme modification du système, le tasseau présente quelquefois la forme de la figure 164 ; l'épure est du même genre, mais l'angle de calage α' doit être modifié ; les recouvrements r sont comptés comme

l'indique la figure. Ce dispositif permettrait de faire varier facilement les recouvrements en divisant la tuile en deux parties ; les bords A et B ne doivent jamais découvrir.

4°) On peut enfin diminuer l'excentricité et augmenter l'angle de calage de l'excentrique de détente simultanément, et on réalise même ainsi des introductions nulles ([1]).

81. — *Modification Stévart.* — La barre de l'excentrique de détente est attelée en A (fig. 165) à un patin glissant qui sert de crossette, en même temps qu'il guide le coin C dont la position en hauteur est commandée par le régulateur (nous pouvons aussi bien supposer, pour ne pas anticiper sur les systèmes automatiques de détente, que cette pièce est réglée à la main et placée à des hauteurs différentes). Le coin C entraîne la tige *t* du tasseau, par l'intermédiaire du cadre *c*. Le principe du système est donc d'introduire un jeu variable dans la commande du tasseau ; il est facile de voir que ce jeu a le même effet qu'une augmentation de recouvrement. Nous retrouverons le coin en combinaison avec un cadre dans d'autres distributions basées sur des principes différents ([2]).

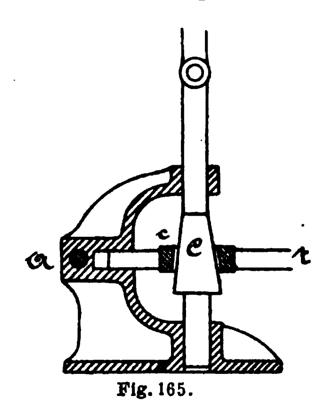


Fig. 165.

82. — Les systèmes de détente comportant un obturateur spécial agissant sur l'entrée de la vapeur dans la boîte de distribution proprement dite, ont un défaut de principe : à partir du moment où l'obturateur se ferme, la vapeur de la chapelle participe à la détente avec la vapeur du cylindre ; lorsque le tiroir ferme à son tour la lumière, c'est la vapeur seule du cylindre qui se détend. Lorsque la lumière du diaphragme est découverte à nouveau pour préparer l'admission sui-

(1) Cette distribution peut s'employer avec destiroirs circulaires concentriques : machines des ateliers d'*Oerlikon* (*Engineering*, 1889, 2e sem., p. 310).

(2 M. *Isidore Claeys* a développé le principe de la commande par intermittences, qu'il a étendu aux valves oscillantes du genre Corliss. Ce principe est de plus en plus limité dans ses applications à cause des grandes vitesses qu'on réalise généralement.

vante, la vapeur de la chapelle doit remonter à la pression de la chaudière ; tout l'espace libre compris entre la cloison C et la glace fonctionne donc comme un espace nuisible, sans compensation possible. On doit s'attacher à rendre cet espace très faible. La même remarque s'applique quel que soit le genre d'obturateur employé pour la détente ; de nombreux systèmes ont été réalisés dans lesquels cet obturateur est une soupape à double siège, qui doit alors présenter deux levées par tour ; cette soupape est le plus souvent commandée par une came à bosses à profil variable.

83. — *Modification Paxman* (1). — La cloison C est libre dans la chapelle (fig. 166), le dos du tiroir est dressé et elle s'y appuie ; cette cloison n'a pas toutefois la liberté de se déplacer longitudinalement et ses lumières sont en communication avec des canaux c, c, par lesquels se fait l'admission dans le cylindre lorsque le tiroir principal se trouve dans la position convenable.

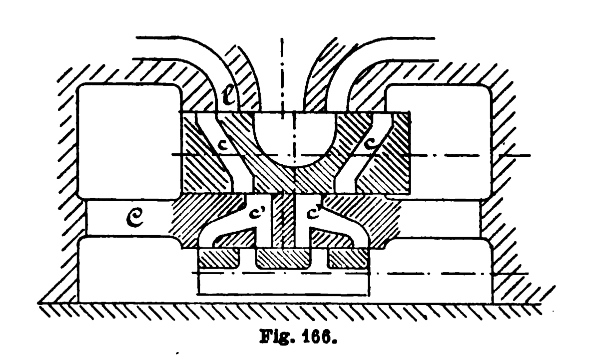


Fig. 166.

L'espace nuisible dont il est question au numéro précédent est ici réduit au volume de ces canaux et des lumières bifurquées de la cloison, il n'est donc pas beaucoup plus grand que dans la distribution Meyer (84). Le caractère le plus intéressant du système est le dispositif employé pour rendre variable le calage de l'excentrique de détente, ou plutôt pour réaliser le même effet par une combinaison différente. Ce dispositif n'est du reste qu'une application particulière des prin-

(1) *Engineering*, 1889, 1er sem., p. 177.

cipes que *M. Guinotte* a fait connaître depuis longtemps, et qui seront exposés plus loin (86).

La commande de la tuile de détente est faite par deux excentriques E′ E″ (fig. 167) ayant des excentricités différentes (dans le rapport de

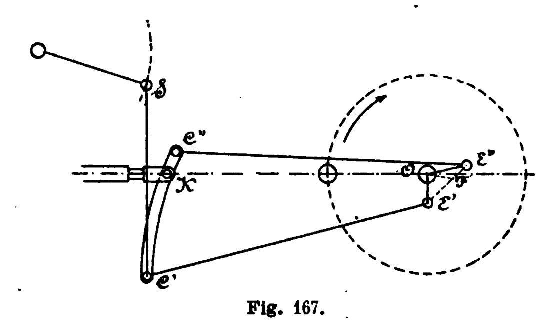


Fig. 167.

5 à 7) ; ces deux excentriques commandent les deux extrémités C′ C″ d'une coulisse suspendue par le point C′ à un levier sur lequel agit le régulateur. Pour chaque valeur de l'introduction, le point de suspen-

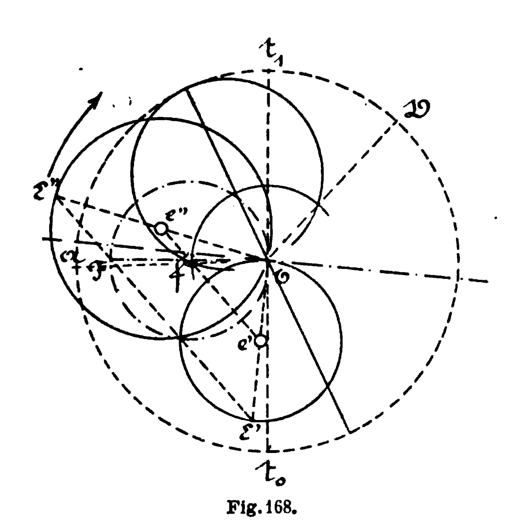


Fig. 168.

sion S occupe une hauteur différente, et la coulisse commande le coulisseau K qui renvoie le mouvement au tasseau par un point plus ou moins rapproché de l'une ou l'autre de ses extrémités C′ ou C″. Les

cercles polaires se rapportant à chacune des positions extrêmes de la coulisse sont OE′ et OE″ respectivement (fig. 168) ; nous démontrerons par la suite que lorsque la coulisse conduit le coulisseau par un point intermédiaire K, il en résulte pour la tige du tasseau le même mouvement que celui que produirait un excentrique fictif OF, obtenu en prenant :

$$\frac{E'' F}{F E'} = \frac{C'' K}{K C'}.$$

Le cercle polaire correspondant à cet excentrique fictif s'obtient de la même manière, il est en trait pointillé sur l'épure (fig. 168), et son centre est en f. Il en résulte que, suivant les différentes positions données à la coulisse par le régulateur, le centre f se déplace depuis e'' jusqu'en e'.

Cela posé, on remarquera que le recouvrement du tasseau est nul dans sa position moyenne, et que la fausse glace C présente des canaux c' en relation avec chacun des canaux c du tiroir, ces canaux étant eux-mêmes séparés par une cloison. Il en résulte qu'il ne saurait y avoir réadmission par la lumière d'arrière l du cylindre lorsque le tasseau découvre le canal c' de l'avant, et *vice versa*.

L'ouverture et la fermeture par le tiroir principal ont lieu invariablement en A et D pour la face arrière; l'ouverture et la fermeture du tasseau pour la face correspondante ont lieu en t_0 et t_1 respectivement pour le cercle F. Le cercle E″ est celui de la plus grande admission, se rapprochant de celle du tiroir, le cercle E′ est celui de l'admission nulle, pour lequel le canal c' de la fausse glace n'est découvert que pendant la course rétrograde.

Dans le tracé des glaces, diverses précautions sont à prendre qu'un peu d'attention fera découvrir.

§ IV

Distributions à tiroirs directement superposés.

84. — *Distribution Meyer.* — Ce dispositif est l'un des plus répandus pour les machines à détente variable à la main ; il a été imaginé à Mulhouse en 1842.

Le tiroir principal T (fig. 169), est muni de deux canaux *c* pour l'introduction, ses éléments sont déterminés comme pour un tiroir

Fig. 169.

simple. Deux tasseaux *t* glissent sur le dos du tiroir, ils sont commandés par un excentrique spécial, et ils sont montés sur une même tige filetée dans deux sens, de sorte que par un mouvement de rotation de cette tige qui ne change rien à son déplacement rectiligne, on peut rapprocher ou écarter les tasseaux. L'articulation de la tige avec la barre d'excentrique doit être disposée de manière à permettre le mouvement de rotation.

Si l'on suppose que la tige ne tourne pas, les tasseaux sont à écartement constant, et fonctionnent comme une seule plaque.

Pour faire l'épure, remarquons que les tasseaux glissent sur la glace mobile formée par le dos du tiroir ; c'est donc le mouvement relatif de ces deux organes qu'il faut étudier, et nous allons établir à cette fin une propriété qui facilite le tracé des épures dans tous les cas analogues. Dans tout ce qui suit, les barres d'excentrique sont suppo-

sées infinies, nous savons par quel procédé on tiendrait compte de leur obliquité (1).

Soit (fig. 170), OM la manivelle, OE l'excentrique du tiroir, OE l'excentrique de détente ; le mouvement d'un point quelconque du tiroir est le même que celui de la projection t du centre de l'excentrique sur la direction de la tige, et le mouvement d'un point quelconque des tasseaux est le même que celui de la projection t' ; tt' représente donc le retard du tiroir sur le tasseau pour la position considérée ; cette ligne est du reste la projection de la longueur constante EE′, qui forme le troisième côté du triangle construit sur les excentriques et qui, par conséquent, tourne comme eux. Menons OE″ égal et parallèle à EE′, le retard du tiroir sur le tasseau est donné aussi par la projection ot'' ; lorsque cet écart est vers l'avant, le tiroir est en avance sur les tasseaux et *vice versa*.

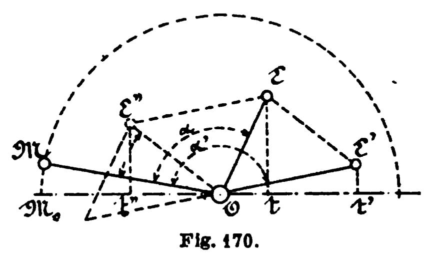


Fig. 170.

Au lieu de considérer simultanément les deux excentriques réels OE, OE′ on peut donc se borner, pour trouver le mouvement relatif des deux organes commandés, à prendre les écarts donnés par l'excentrique fictif OE″, diagonale du parallélogramme construit sur OE, et sur OE′ pris en sens contraire.

Le cercle polaire des écarts relatifs s'obtient sur l'épure (fig. 171) en portant à la manière habituelle les angles de calage α, α' des deux excentriques, ce qui donne les diamètres OE, OE′, et en menant OE″ parallèle et égal à E′E. Décrivons des cercles sur OE et OE″ comme diamètres ; le premier est le cercle du tiroir, le second donne le retard du tiroir par rapport aux tasseaux lorsqu'il est coupé par le prolongement de la manivelle ; on peut considérer pour plus de facilité le cercle opposé, et conserver OE″ pour représenter l'*avance* relative du tiroir.

Pour trouver la position d'ouverture et celle de fermeture du canal c,

(1) On peut évidemment étudier la distribution Meyer par d'autres procédés, voir, par exemple *Unwin, Elements of machine Design*, t. II, et *Zeitschrift des V. D. I.*, 1894, p. 297 (méthode de *K. Reinhardt*).

remarquons qu'elles se produisent lorsque le tiroir est en avance sur les tasseaux de la quantité η qui donne le découvrement de la lumière lorsque l'avance relative est nulle ; on décrira donc de O, avec η comme rayon, un arc qui coupe le cercle des *avances* relatives en 1 et OI ; 1 est la position de la manivelle pour laquelle la fermeture se produit, OI est celle pour laquelle il y a réouverture.

En augmentant η, la fermeture se produit plus tard, la réouverture a lieu plus tôt.

En diminuant η, on diminue l'introduction ; pour $\eta = o$, les positions de fermeture et de réouverture sont OX, OX'.

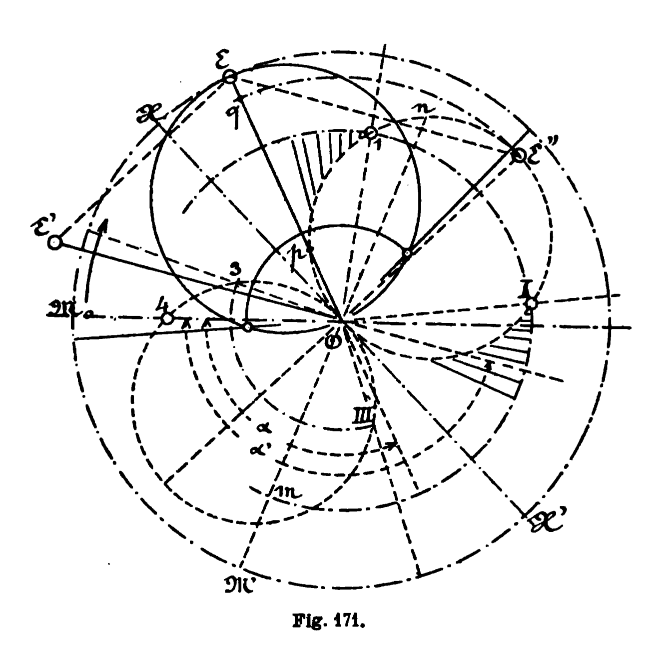


Fig. 171.

Lorsque l'on rend η négatif, les arêtes A et a, pour coïncider, exigent que le tiroir soit en *retard* sur les tasseaux de cette quantité (positions O3, OIII) ; on peut réaliser des introductions nulles en rendant η négatif et égal à O4, et même faire en sorte que l'avance à l'introduction soit supprimée.

Quelques remarques sont nécessaires pour choisir les éléments du système :

1) Lorsque l'introduction est grande, la réouverture suit de près la fermeture, il importe qu'il n'y ait pas de réadmission sur la même face du piston ; à cette fin, il suffit de placer la direction OE″ de manière à ce qu'elle coïncide avec la position de fermeture par le tiroir principal ou même la prendre un peu au delà, comme dans la figure. On déterminera en conséquence la grandeur et la direction de OE′.

2°) L'ouverture du canal c est nulle dans la position de réouverture, par exemple pour OI ; elle augmente ensuite de toute la quantité dont diminue l'écart relatif, jusque dans la position OX′, où cet écart est nul ; puis l'écart changeant de signe, augmente l'ouverture, qui, par exemple, pour la position OM′, doit être comptée depuis m jusqu'en n ; à partir de la position OX, les ouvertures sont marquées par les portions de rayons qui s'annulent au point 1. Lorsque le système doit pouvoir réaliser de grandes introductions (η = OE″) il est bon de faire en sorte que, pour l'ouverture maximum du tiroir principal, le canal soit découvert d'une quantité égale à cette ouverture, c'est-à-dire qu'on fera pq égal à OE — e, e étant le recouvrement extérieur du tiroir principal ; cette condition détermine la longueur OE″, dont on a choisi la direction par la remarque 1°) ; pq représente la largeur à donner au canal c.

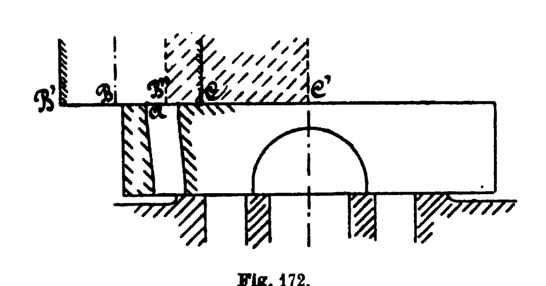


Fig. 172.

3°) Les tasseaux ne doivent jamais découvrir par leurs arêtes intérieures ; si cette condition est remplie pour l'admission nulle, elle le sera pour toutes les autres ; on prendra donc sur le tiroir, à partir de A (fig. 172), la longueur AB = O4, on aura la position de l'arête B lorsque l'écart relatif est nul, on portera BB′ égal à OE″, on trouvera ainsi la position extrême de l'arête B relativement au tiroir ; on choi-

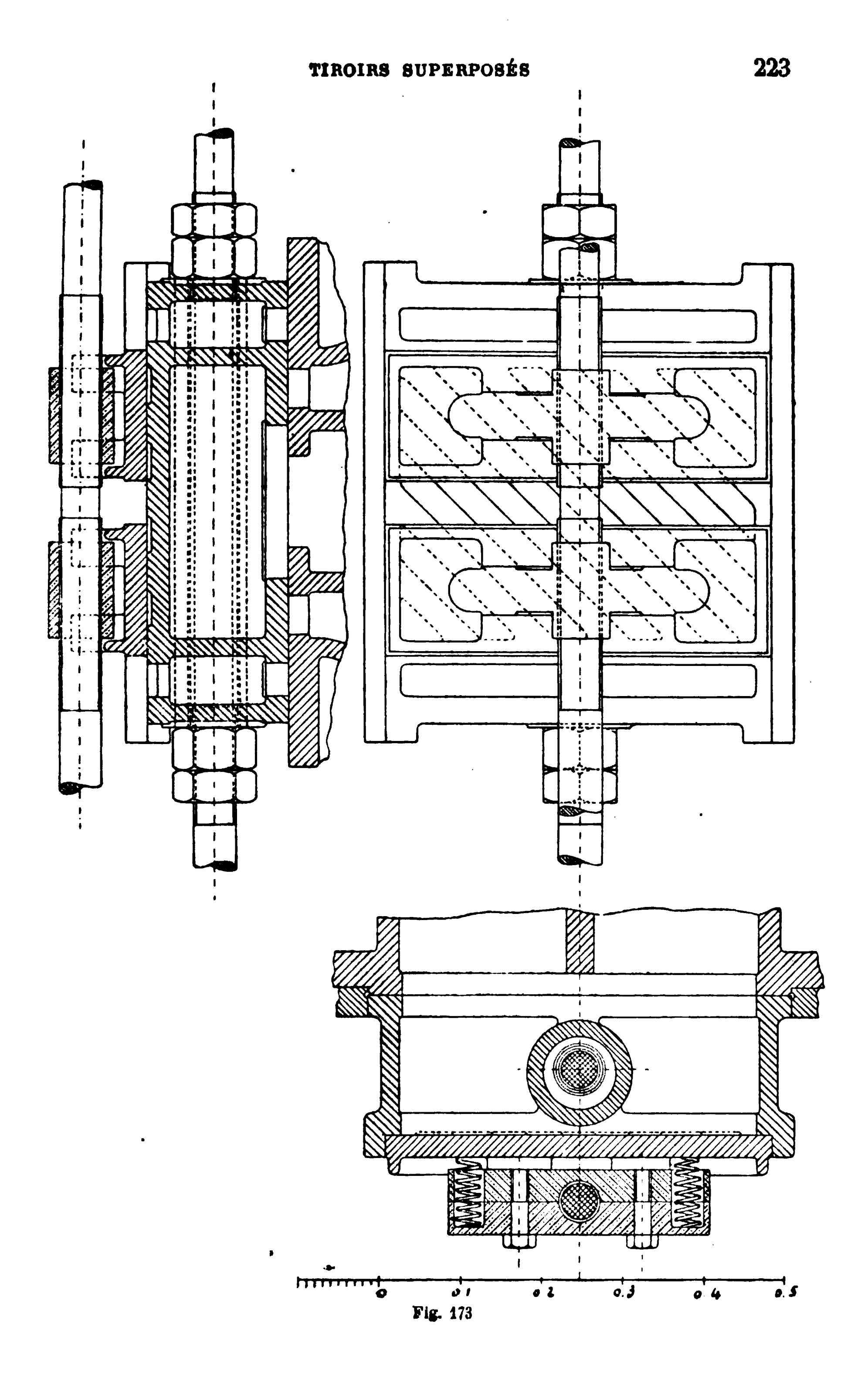


Fig. 173

sira l'arête intérieure C de manière à réaliser encore **10** millimètres de recouvrement, on a trouvé ainsi la longueur B'C du tasseau.

4°) Il faut que, les tasseaux étant en contact, on réalise la plus grande introduction : on a alors $\eta = OE''$, on prendra donc AB'' égal à OE'', on tracera le tasseau B''C'', dont la longueur a été trouvée au 3°), et on trouvera l'axe du tiroir ; la face inférieure du tiroir principal ayant été tracée comme au n° **67**, on achèvera de déterminer le tiroir.

La figure **173** représente le tiroir du cylindre à haute pression de la machine dont l'ensemble est donné par les figures **13**, **14**, **15** et **15** *bis* ; le piston a **610** millimètres de diamètre et **840** millimètres de course, l'arbre fait **90** tours à la minute. La figure **174** est l'épure de cette distribution.

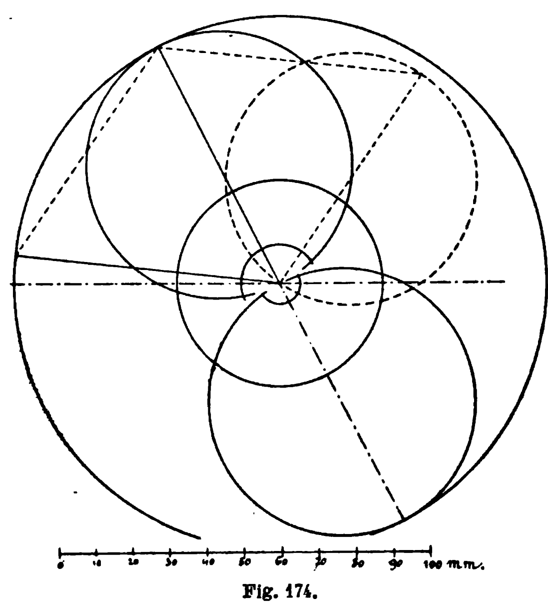


Fig. 174.

5°) L'obliquité de la bielle amènerait d'assez grandes inégalités entre les introductions sur les deux faces si l'on ne prenait les précautions nécessaires. Il est impossible de rendre égales ces introductions pour tous les degrés de détente, mais l'introduction ne doit varier normalement qu'entre certaines limites, en dehors desquelles il importe

assez peu de réaliser une égalité rigoureuse des travaux. On déterminera pour les deux faces les valeurs de η qui conviennent à ces limites, et on adoptera des vis de pas différents, de manière à les réaliser simultanément ; ou bien encore, si on veut adopter des vis de même pas, on réalisera l'égalité des introductions pour la valeur moyenne habituelle, en sacrifiant les autres valeurs, qui seront alors inégales sur les deux faces.

6°) Rien n'empêcherait de faire admettre les tasseaux par leur arête intérieure, l'arête extérieure restant passive ; il faudrait pour cela réaliser des écarts relatifs égaux aux précédents, mais de signe contraire, et choisir en conséquence l'excentricité et l'angle de calage de l'excentrique de détente.

7°) Dans les machines à deux sens de marche, l'excentrique de détente doit pouvoir servir pour les deux sens, son angle de calage est égal à 180°.

85. — *Systèmes dérivés de la distribution Meyer.* — Le système Meyer se prête peu à la variation automatique de l'introduction par le régulateur ; il faut, en effet, imprimer à la tige des tasseaux plusieurs révolutions pour faire passer l'introduction par ses valeurs extrêmes ; la résistance à vaincre est de plus assez grande.

Fig. 175

Divers systèmes ont été imaginés dans le but de supprimer les vis, et de rendre la variation plus rapide. Dans le dispositif *Tyler* (fig. 175), la variation est obtenue en donnant aux lumières une certaine inclinaison, il n'y a plus qu'un seul tasseau en forme de coin ; en changeant sa position en hauteur, on augmente ou on diminue η ; l'attaque du tasseau par le régulateur est nécessairement assez compliquée. On a perfectionné cette distribution, qu'on applique assez souvent à de petites machines sous la forme représentée dans la figure 176 ; chacune des lumières obliques est divisée en deux, ce qui permet de leur donner beaucoup moins d'inclinaison sur l'axe de la tige du tiroir sans exagérer la longueur de la tuile ; celle-ci est munie de deux arêtes actives *aa*, correspondant à chacun des canaux, et dont

les positions pour les introductions extrêmes se déterminent au moyen de l'épure du système Meyer. Il est donc nécessaire de pratiquer dans la tuile une lumière, dont l'arête *b* doit être déterminée par les considérations suivantes : 1°) pour l'introduction maximum (tuile en haut, comme dans la figure), le canal du haut ne peut être fermé par l'arête *b* au moment où le tiroir principal s'ouvre pour l'avance à l'introduction ; on vérifie si cette condition est remplie en mesurant sur l'épure l'écart relatif pour cette position, et en déplaçant l'arête *b* dans le sens de l'axe du mouvement d'une quantité égale ; 2°) pour l'introduction zéro (tuile en bas, lumière dans la position pointillée), l'arête *b* ne peut découvrir la lumière inférieure du dos du tiroir lorsque la tuile se trouve à son plus grand écart relatif, car il s'en suivrait une admission par cette lumière.

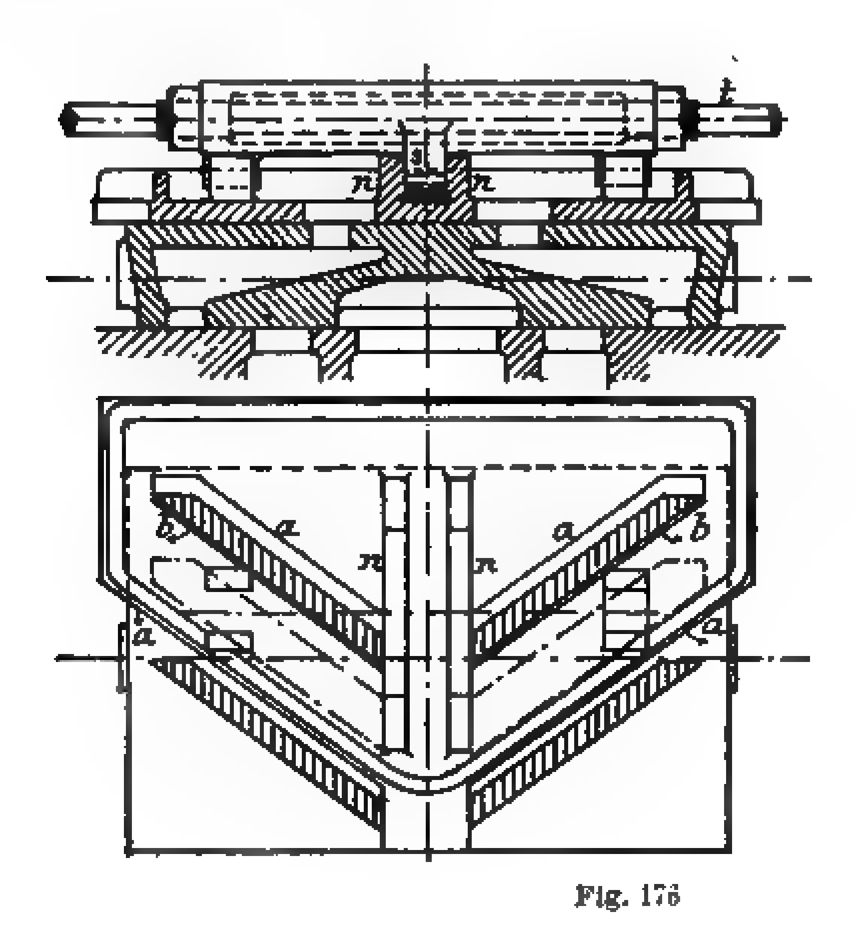
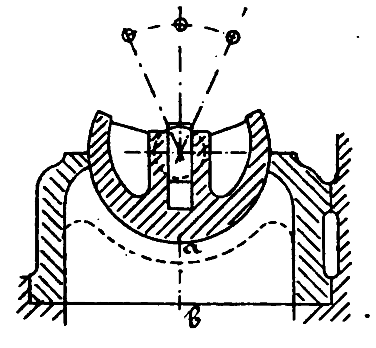


Fig. 176

La tuile est entraînée dans son mouvement longitudinal par la tige *t*, sur laquelle se trouve un manchon portant en son milieu un secteur saillant toujours emboîté entre les nervures *nn*. Le régulateur peut imprimer à la tige *t* un mouvement angulaire *rr* que le manchon transmet à la tuile au moyen de deux petits bras terminés

par des renflements cylindriques ; ceux-ci sont engagés entre des nervures qui fonctionnent comme deux petites coulisses. C'est grâce à l'inclinaison réduite des lumières que le mouvement angulaire de la tige t peut rester dans des limites qui se prêtent facilement à l'attaque par le régulateur.

Le système *Rider* à tuile cylindrique est plus répandu que le précédent : on l'obtient en prenant un tiroir Meyer à lumières obliques comme celui de la figure 175, et en enroulant la face dorsale sur un cylindre concentrique à la tige des tasseaux ; la tuile de détente à arêtes inclinées subit la même déformation ; toutes les arêtes ont donc la forme d'hélices, et leur inclinaison est déterminée de manière à ce que le mouvement angulaire du tasseau ne dépasse pas 60 degrés. Les figures 177 à 180 se rapportent au système Rider à tiroir ouvert, applicable à des cylindres dont le diamètre ne dépasse pas 350mm.



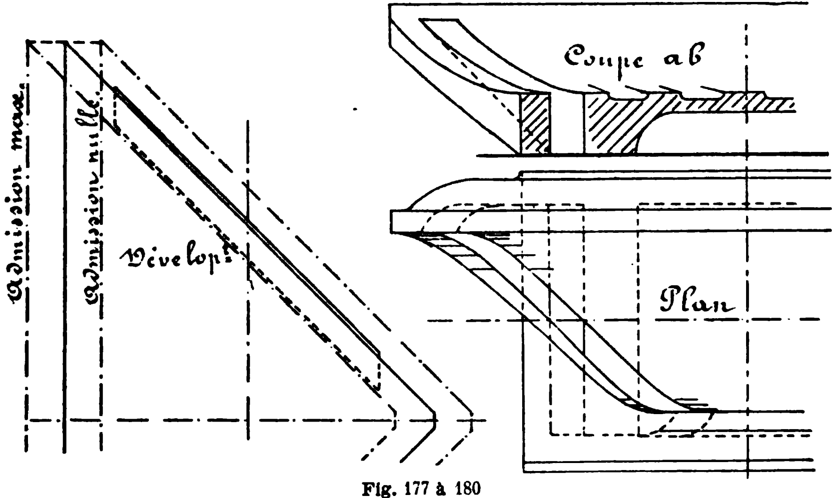


Fig. 177 à 180

Pour des machines plus grandes, le tiroir de détente non équilibré est trop dur à manœuvrer par le régulateur, et on a recours à la dis-

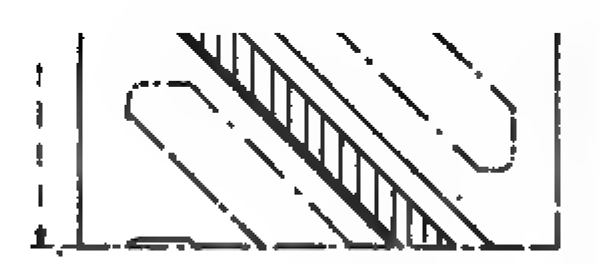



Fig. 183

position des figures 181 à 183. Le tiroir principal, dont la moitié seulement est représentée en coupe par l'axe, est cylindrique et admet par ses arêtes extérieures ; toutefois ce tiroir est muni à chaque extrémité d'une chambre annulaire aboutissant au canal *c*, et dans laquelle la vapeur est admise par un tiroir cylindrique intérieur percé de lumières obliques ; l'introduction est rendue variable par une orientation convenable de ce tiroir intérieur.

Les deux tiroirs ayant le même axe, leurs tiges peuvent être concentriques, celle du tiroir principal étant creuse ; il faut alors un bourrage extérieur pour éviter les fuites autour de la tige centrale. On peut aussi dédoubler la tige du tiroir principal, ou bien n'employer qu'une tige excentrique, ce qui est moins satisfaisant.

La vapeur motrice ne peut arriver aux lumières que par l'intérieur du tiroir de détente ; si elle pénètre dans la chapelle par une seule tubulure placée à l'extrémité, la section de passage est réduite à celle de ce tiroir, dont il faut retrancher le moyeu et les nervures ; cette section est doublée lorsque la prise de vapeur se bifurque et débouche aux deux extrémités de la chapelle [1].

Pour proportionner les éléments du système, on commence par étudier le tiroir principal comme au numéro 66 ; on détermine ainsi le diamètre d de ce tiroir et la largeur de la lumière ainsi que la quantité dont elle doit se découvrir pour l'admission ; dans cette détermination, il faut tenir compte des barrettes obliques qu'il est nécessaire de réserver dans le fourreau cylindrique qui forme la glace. On trace alors le tiroir principal en donnant au canal *c* la largeur nécessaire pour livrer passage à la vapeur d'admission, quand l'introduction est maximum ; on a soin de donner à la chambre une section équivalente. Comme conséquence de ce tracé, on fixe le diamètre d' du tiroir de détente ; ce diamètre doit donner une section suffisante à la vapeur admise (d'après la remarque faite plus haut). La longueur de la chambre détermine celle des lumières obliques, et par conséquent celle du tiroir de détente. On trace alors le développement de ce tiroir, sur lequel on dispose un certain nombre de lumières obliques (quatre dans

(1). L'extrémité de la chapelle opposée à l'entrée de vapeur peut dans une certaine mesure jouer le rôle de réservoir si son volume est assez considérable.

a figure) ; la section de c es lumières doit être égale, autant que possible, à celle du canal c.

L'épure est tracée comme pour le système Meyer, mais le diamètre d' étant notablement inférieur à d, il faut prendre pour diamètre du cercle des écarts relatifs une valeur assez grande, il faut aussi donner aux lumières obliques une hauteur aussi grande que possible normalement aux génératrices du tiroir ; ayant tracé les lumières sous une certaine obliquité d'après le déplacement angulaire total qu'on veut donner au tiroir de détente, on détermine les positions a et a' des arêtes actives de la tuile pour l'introduction maximum et l'introduction nulle ; l'arête b est choisie de manière à ne pas fermer la lumière au moment où doit se produire l'avance à l'admission, il suffit que cet effet ne se produise pas pour l'introduction maximum, on sera alors certain qu'il ne se produit pas pour les introductions plus réduites.

Il faut encore vérifier que l'arête b' n'atteint pas le bord interne de la lumière suivante lorsque l'introduction étant nulle, la tuile atteint l'écart relatif pour lequel le tiroir principal coupe l'admission, sinon, il y aurait réadmission tardive par toutes les lumières à la fois pour l'introduction nulle, et la machine s'emballerait.

Pour satisfaire à ces conditions diverses, on pourra se trouver obligé de réduire le nombre des lumières (par exemple à trois au lieu de quatre) ; on retrouvera la section nécessaire en les allongeant, c'est-à-dire en augmentant la longueur des tiroirs de détente.

Il peut être néanmoins assez difficile de concilier l'égalité des sections avec les exigences pratiques ; on devra donc parfois admettre des vitesses dépassant en certains points les limites choisies *a priori*.

On remarquera que les lumières de la glace ne sont utilisées sur toute la hauteur que pour l'introduction la plus grande ; le mouvement angulaire donné par le régulateur fait qu'une partie de ces lumières est éclipsée d'une manière permanente pour toutes les introductions inférieures ; pour l'introduction nulle, qui n'offre pas d'intérêt, la réduction est la plus forte, et atteint plus d'un tiers dans l'exemple choisi. Il faut veiller à ce que la section reste néanmoins suffisante pour l'admission correspondant à la charge normale.

En allongeant la tuile dans le sens des génératrices, on peut, si on conserve l'inclinaison des lumières, augmenter leur section sans modifier leur largeur ni leur écartement ; on peut aussi, en diminuant l'angle qu'elles font avec les génératrices, leur laisser la même section ; dans ce dernier cas, on diminue le déplacement h et en même temps l'effort à faire par le régulateur.

Ce type de distribution est employé pour des moteurs dont la vitesse de rotation est trop grande pour les systèmes à déclenchement (machines de laminoirs, etc.) (1).

86. — *Systèmes dans lesquels on modifie le cercle des écarts relatifs.* — On peut faire varier l'introduction tout en laissant constant le recouvrement des tasseaux par rapport au tiroir principal, et en agissant sur l'excentrique fictif des écarts relatifs ; dans certains systèmes, l'angle de calage de cet excentrique est seul changé ; dans d'autres, on modifie l'angle et la course. Des dispositifs très nombreux permettent d'obtenir ces résultats. Les distributions ainsi obtenues sont rendues plus facilement variables par le régulateur que le dispositif Meyer ; lorsqu'on emploie le régulateur américain, on l'agence de manière à ce qu'il commande l'excentricité et le calage de l'excentrique de détente (Chap. IV) ; lorsqu'on emploie le régulateur ordinaire, ce résultat est obtenu d'une façon indirecte par une combinaison cinématique plus ou moins compliquée.

Premier genre. — A ce genre appartiennent les systèmes Geissler (2) (machines de J.-S. Fries, à Francfort), Collmann (3) et autres (4).

La quantité désignée par η dans l'exposé du système Meyer est constante ; elle peut être nulle (système Geissler), l'excentricité relative pour l'admission la plus petite est alors Oe_0 (fig. 184 à 186) ; pour l'admission maximum, elle devient Oe_1 ; les excentricités correspon-

(1). Voir *Haeder — Die Dampfmaschinen (L. Schwann, Düsseldorf).*
(2). *Praktische M. C.*, 1892, pl. 11.
(3). *Engineering*, 1892, 1er sem., p. 240.
(4). Le système *Mac-Intosh* et *Seymour*, représenté à l'Exposition de Chicago par un puissant moteur, constitue un rare exemple dans lequel le tiroir principal est cylindrique, le tiroir de détente est un manchon qui l'enveloppe, les lumières sont multiples. (*Engineering*, 1893, 2e sem., p. 148.)
Voir *H. Dubbel. — Dampfmaschinen.*

dantes pour l'excentrique de détente sont OE_0, OE_1. Les tasseaux découvrent par leur arête intérieure (n° 84, 6°), les lumières des canaux et des tasseaux sont multiples, ce qui diminue l'excentricité relative nécessaire, et permet d'obtenir les variations par un changement moins grand de l'excentrique de détente.

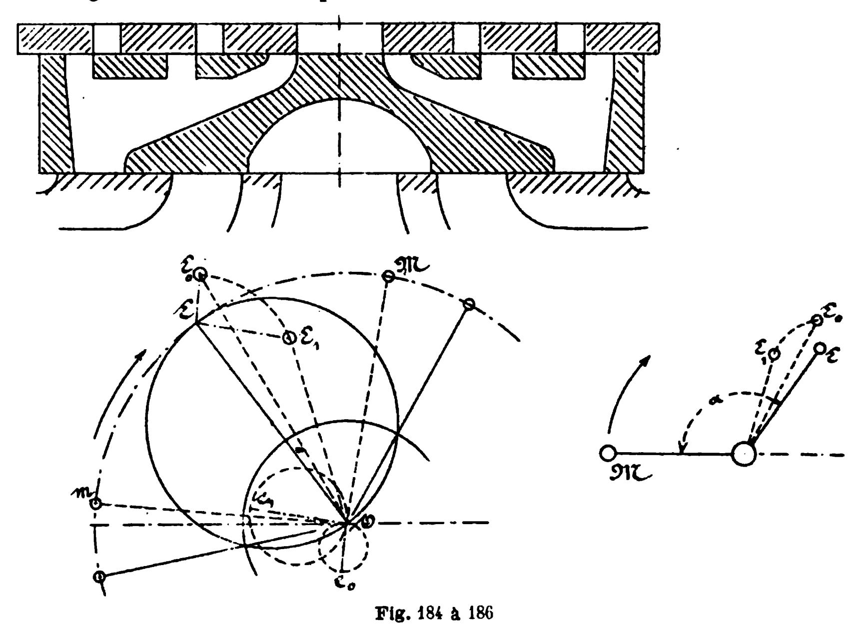


Fig. 184 à 186

Dans ces machines, la variation de l'excentrique de détente est obtenue par un régulateur américain (1).

Deuxième genre. — M. Guinotte a épuisé la plupart des combinaisons auxquelles il peut donner lieu ; il est moins direct et plus ancien que le précédent, mais il n'exige que des excentriques fixes par rapport à l'arbre ; on pourra presque toujours en faciliter l'analyse au moyen d'un théorème établi par M. Guinotte (2), et que nous allons démontrer.

(1). Voir une étude de *C. Budil (Zeitschrift des V. D. I.*, 1892, p. 923).
(2). *Etude générale de la détente variable*, etc., par *Lucien Guinotte*, (*Liége*, *Juhr-Henne*, 1872) ; cette étude est une généralisation remarquable basée sur des propriétés cinématiques qui n'avaient pas été aperçues jusque là. M. Guinotte a appliqué un très grand nombre de dispositions tirées de sa théorie aux machines des charbonnages de *Mariemont* et *Bascoup*, surtout à des machines à changement de marche.

Lorsque deux excentriques OE, OE′ (fig. 187), commandent au moyen de bielles supposées très longues, et par l'intermédiaire d'une coulisse, un mouvement rectiligne alternatif, ce mouvement dépend de la position de la coulisse par rapport au coulisseau, et il est le même que celui qui serait produit par un excentrique fictif O*e*, obtenu en partageant la droite EE′ de telle manière que :

$$\frac{\mathrm{E}e}{e\mathrm{E}'} = \frac{\mathrm{CK}}{\mathrm{KC}'} = \frac{m}{n}$$

En effet, portons à partir du point O la longueur OI = EC = E′C′, des barres d'excentrique, et menons par le point I la perpendiculaire à la ligne d'action OI ; projetons les points C et C′ sur cette perpendiculaire, et répétons la même construction pour les points E, E′, *e* relativement à la perpendiculaire menée par O à OK. On a, puisque l'on suppose les bielles égales à leur projection sur OK :

$$\mathrm{C}c = \mathrm{E}a \qquad \mathrm{C}'c' = \mathrm{E}'b$$

or :

$$\mathrm{KI} = \mathrm{C}'c' + \frac{n}{m+n}(\mathrm{C}c - \mathrm{C}'c')$$

et :

$$ed = \mathrm{E}'b + \frac{n}{m+n}(\mathrm{E}a - \mathrm{E}'b)$$

donc :

$$\mathrm{KI} = ed.$$

La distance KI représente donc à chaque instant l'écart, par rap-

port à sa position moyenne, de la tige commandée par l'excentrique Oe. Cette propriété est vraie pour des excentricités et des angles de calage quelconques.

Nous avons supposé la coulisse droite, mais la propriété démontrée s'étend à une coulisse de forme courbe ; en effet, le point K' de la coulisse se déplace comme le point K de sa corde, si l'on suppose que l'obliquité de l'élément KK' n'altère pas l'écart.

La propriété continue à être vraie sous les mêmes restrictions lorsque le point K est extérieur aux points CC' ; elle est vraie également lorsque la coulisse reste à hauteur constante (fig. 188), et que le coulisseau est relié à la tige du tiroir par une bielle.

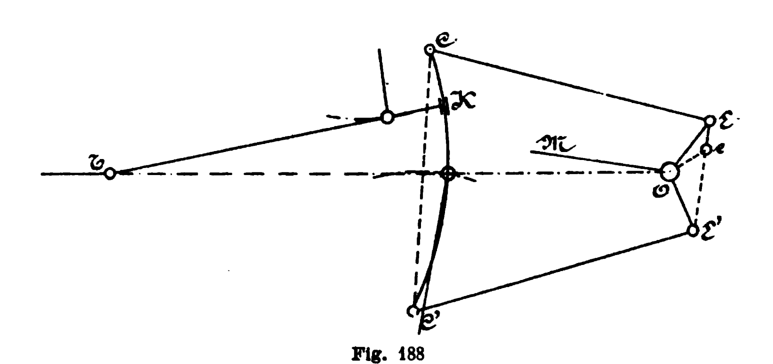


Fig. 188

Il résulte immédiatement de cette propriété que l'on peut, au moyen de deux excentriques actionnant une coulisse, réaliser pour le coulisseau le mouvement qui lui serait donné par l'un quelconque des excentriques fictifs dont les centres sont situés sur la ligne indéfinie EE', il suffit à cette fin de donner au coulisseau une position convenable.

Reprenons (fig. 189), l'épure du système Meyer, en supposant la quantité η constante ; proposons-nous de faire varier l'introduction depuis zéro jusqu'à la limite permise par le tiroir, en nous imposant la condition qu'il ne peut y avoir réouverture du tasseau pour aucune de ces distributions ; c'est-à-dire, que la réouverture se produira au plus tôt pour la position OD de la manivelle ; tous les cercles des écarts relatifs devront passer par le point e'_1, et comme ils doivent aussi passer par O, leurs centres sont sur la perpendiculaire élevée au milieu

de Oe'_1, et sont situés en I_0 pour l'introduction minimum et en I_1 pour l'introduction maximum. Pour obtenir ce résultat, le centre de l'excentrique de détente doit voyager dans l'épure sur une ligne parallèle à $I_0 I_1$, et entre les positions $E'_0 E'_1$; or, c'est ce que l'on obtiendra par un système à coulisse conduit par deux excentriques que l'on peut choisir à volonté (par exemple $O E'_0$ et $O E'_1$). On pourra même supprimer l'un de ces excentriques, et le remplacer par un mouvement réduit emprunté au piston, équivalent à celui que donnerait l'excentrique Oe'', etc. On trouvera facilement une foule d'applications de ce principe.

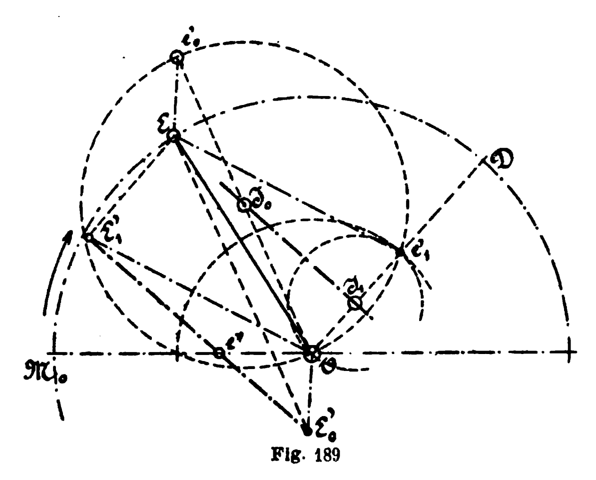


Fig. 189

Parmi les systèmes que l'on peut rattacher à cette théorie générale, nous mentionnerons les suivants.

Ransomes, *Sims* et *Jefferies* (1). — On peut faire en sorte que la

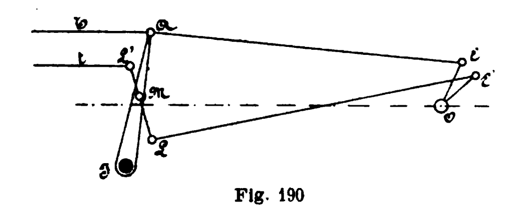


Fig. 190

ligne $E'_1 E'_0$ passe par le centre O, l'un des excentriques du tasseau

(1). *Engineering*, 1889, 1er sem., p. 691.

peut être nul, c'est-à-dire qu'on le supprime, en rattachant la coulisse par l'une de ses barres dans le voisinage du centre de l'arbre.

Buckeye à *Salem, Ohio* (fig. 190). — OE est l'excentrique principal, conduisant la tige T du tiroir par la barre EA ; le point A est soutenu par le levier pivotant IA, I est une articulation fixe. L'excentrique de détente OE′ conduit la tige *t* du tasseau par l'intermédiaire du levier LL′, articulé en M sur le bras IA. Le mouvement absolu de L′ s'obtient, par le théorème de Guinotte, en considérant la barre LM comme une coulisse. On reconnaît facilement que ce dispositif donne au cercle des écarts relatifs un diamètre constant quelle que soit l'orientation de O E′, orientation qui est variable par rapport à la manivelle. Cette condition exige toutefois que l'on ait :

$$\frac{\mathrm{LM}}{\mathrm{ML'}} = \frac{\mathrm{IM}}{\mathrm{MA}}.$$

Major English (1). La rotation de l'excentrique de détente fait tourner l'excentricité relative sans altérer sa grandeur.

Marshall (2), *Ruston Proctor* (3). Dans ce système, souvent appliqué aux petites machines, le tiroir principal est disposé comme un tiroir Meyer, sauf que le canal est partagé entre plusieurs lumières (fig. 191 à 193) ; les deux tasseaux sont réunis en un seul, la quantité η de la distribution Meyer est donc constante. Le tasseau est actionné par un excentrique à calage fixe, mais par l'intermédiaire d'une coulisse C articulée au point fixe O. Le bras qui transmet au tiroir de détente le mouvement du coulisseau est déplacé par le régulateur.

Cette distribution est un cas particulier de celle dont l'épure est la figure 189, et dans laquelle l'excentrique désigné par $\mathrm{O\,E'_0}$ serait nul. Le déplacement du coulisseau produit le même effet qu'un changement d'excentricité de l'excentrique de détente; les diamètres des cercles des écarts relatifs sont $\mathrm{EE'_1}$, $\mathrm{EE'_2}$, $\mathrm{EE'_3}$, leurs centres sont sur une parallèle à $\mathrm{OE'_1}$, ils passent tous par un même point *m*. La valeur η est choisie de manière à faire varier l'introduction depuis zéro (cercle 3)

(1). *Engineering*, 1884, 1er sem., p. 284.
(2). — 1878, 2e sem., p. 450.
(3). — 1881, 2e sem., p. 572.

jusqu'à un certain maximum (cercle 1) ; on écarte le danger de la réouverture anticipée en prenant η inférieur à Om.

Dans le tracé du tiroir, il faut veiller à ce que le tasseau ne découvre pas la lumière l par son arête a, qui doit rester passive ; ce danger existerait d'abord pour la plus grande excentricité relative, c'est-à-dire pour l'admission nulle ; on déplacera donc le tasseau à partir de sa position moyenne, d'une quantité égale au diamètre du cercle 3, comme on le voit dans la figure du haut, et on s'assurera que la lumière l est recouverte d'une quantité suffisante.

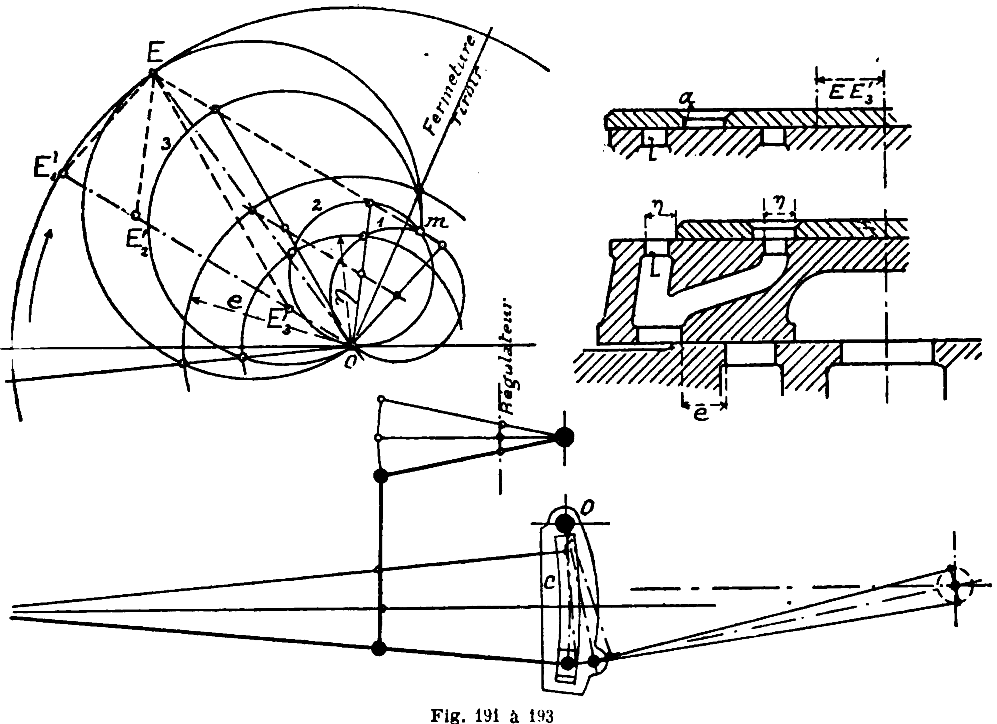


Fig. 191 à 193

On peut égaliser les introductions normales sur les deux faces en admettant des valeurs inégales de la quantité η pour l'arrière et l'avant du tiroir.

Ce système demande des régulateurs assez puissants ; le régulateur

à ressort de Wilson Hartnell (1er fascicule, n° 138) satisfait à cette condition sans être trop volumineux.

Aux distributions de cette catégorie se rattachent encore celles de *Crohn* (1), *Holborow* (2), *Williams Engine and Clutch-Works* (3).

§ V

Tiroirs directement superposés, avec commande intermittente des tasseaux de détente.

87. — *Système Farcot* (4). — Les tasseaux de détente t, t_1 (fig. 194), reposent directement sur le tiroir principal ; ils y sont appuyés par des ressorts, et se meuvent avec lui, à moins qu'ils ne soient arrêtés par

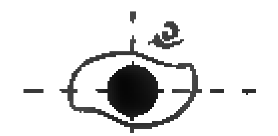


Fig. 194

la came centrale C, ou par les butoirs bb_1, ceux-ci servent à remettre les tuiles dans leur position d'ouverture lorsque le tiroir arrive à l'ex-

(1). *Engineering*, 1880-2-179.
(2). — 1885-2-142.
(3). *Zeitschrift des V. D. I.*, 1893, p. 1070.
(4). Nous n'examinons pas les dispositifs de *Ehrhardt*, *King*, etc., qui ont une raison d'être différente. Le système d'*Edwards* a été le précurseur de celui de Farcot. (*Armengaud, moteurs à vapeur*, t. I, p. 401.) Le système Farcot, qui date de 1838, a été employé par divers constructeurs pendant un demi-siècle.

trémité de sa course vers les butoirs bb_1. La came C sert à arrêter les tuiles par le contact de leurs taquets ; suivons la distribution sur la face d'arrière : l'admission est produite par le tiroir jusqu'au moment où la largeur des petites lumières est annulée ; suivant que la largeur de la came C est plus ou moins grande, la rencontre se produit plus tôt ou plus tard ; on rend l'introduction variable en donnant à la came C la forme d'une spirale, la came est orientée par le régulateur. Elle se compose nécessairement de deux profils symétriques pour les deux faces.

Ce système ne permet pas de réaliser de grandes admissions ; en effet, la rencontre des taquets avec la came doit se produire pendant le mouvement d'ouverture du tiroir principal, sinon, cette rencontre n'aurait pas lieu, et l'admission serait celle du tiroir simple. On reconnaît facilement sur une épure que le maximum de l'introduction est inférieur à la moitié de la course.

Des organes relativement délicats, tels que les butoirs, les ressorts d'appui, etc., sont emprisonnés dans la chapelle ; la rencontre des tuiles avec leurs arrêts donne lieu, pour les grandes vitesses, à des chocs qui peuvent déranger les tuiles si elles ne sont pas bien appliquées sur le tiroir ; l'arbre de la came doit traverser un bourrage, ce qui le rend dur à manœuvrer par le régulateur. Ces circonstances ont peu à peu fait abandonner le système pour des distributions plus perfectionnées, mais il a donné lieu à des dérivés.

88. — *Systèmes Guhrauer* (1) et *Hertay* (2). — Ces systèmes sont basés sur le même principe, mais ils diffèrent par les moyens mis en œuvre pour le réaliser. Nous décrirons le second, qui se prête mieux à l'exposé.

Le tiroir principal est généralement divisé en deux (fig. 195), sauf

(1). Ce système a été appliqué à une machine figurant à l'Exposition de Dusseldorf en 1880 (voir le rapport de la Commission d'essais de cette Exposition et *Engineering*, 1881, 1er sem., p. 7), nous n'en avons rencontré aucune mention antérieure ; on a continué à le construire en Allemagne (v. *Haeder*), un beau spécimen en a été décrit dans *Praktische M. C.*, 1892, pl. 3 et 4. Voir aussi *Die Schiebersteuerungen*, par *Stehle* (*Brunswick, Vieweg*, 1893).

(2). Le système *Hertay* a été décrit par son auteur en 1884, et dans la plupart des revues publiées à la suite des expositions universelles. Après avoir été appliqué à de puissantes machines, il a été finalement abandonné, comme toutes les distributions comportant de grands tiroirs plans.

dans les moteurs très petits ; il présente des canaux d'admission disposés comme ceux du tiroir Farcot ; une tuile de détente placée sur le tiroir est entraînée par lui, lorsqu'elle est libre, et par un excentrique de détente, à partir d'un certain moment.

Fig. 195

La barre de l'excentrique de détente commande une pièce B, nommée cadre ou bloc distributeur, placé entre les chapelles. Les deux joues extrêmes de ce cadre servent de guide aux tiges qui commandent les tasseaux à certains moments ; ces tiges sont clavetées dans les taquets *tt* (fig. 196 à 198), dont la face extérieure est droite, et dont la face intérieure présente une certaine inclinaison. Entre ces faces inclinées, joue un coin guidé par une cloison centrale du cadre, et dont la hauteur dépend du régulateur ; ce coin possède donc toujours le mouvement communiqué invariablement au cadre par l'excentrique de détente, mais il remplit plus ou moins complètement l'intervalle entre les taquets *tt*.

Supposons d'abord le coin au sommet de sa course, dans la position 1 ; l'ensemble se meut comme une seule pièce dans le sens horizontal, et la distribution ne diffère pas du système Meyer ; dans l'épure

(fig. 202), OE_2 est le cercle des écarts relatifs ; il donne les retards du tiroir par rapport aux tasseaux, le cercle OE_1 donne les avances. Pour cette position du coin, l'introduction est nulle ; le recouvrement des tasseaux est donc Oe_0, ou l (fig. 199).

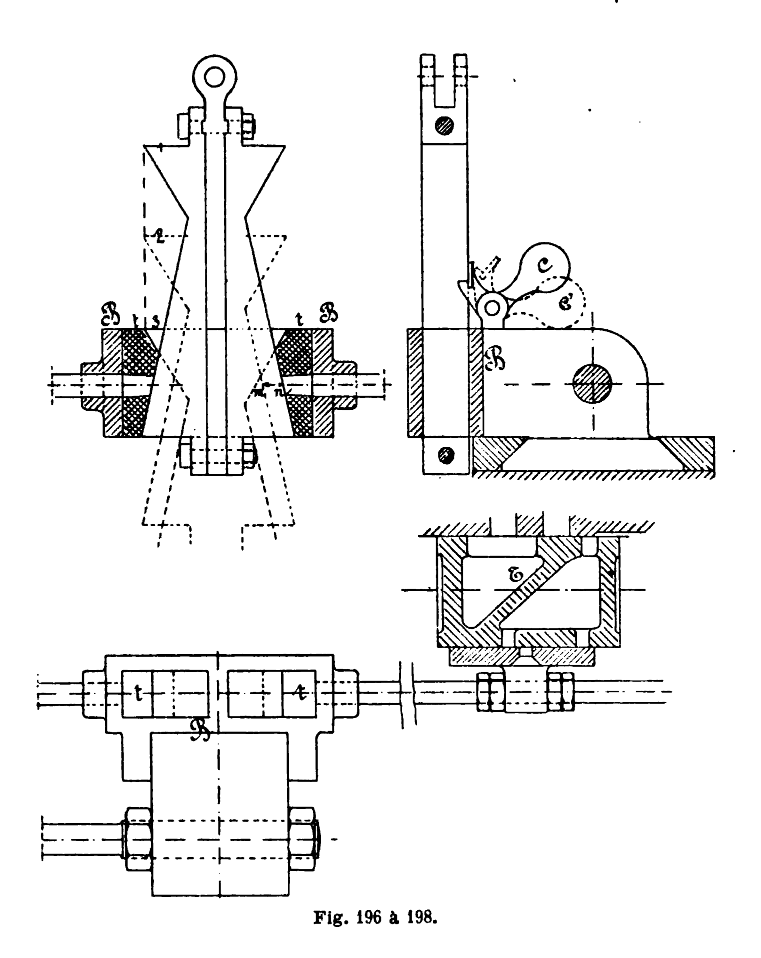


Fig. 196 à 198.

Pour la position ON de la manivelle, l'écart relatif OE_2 est maximum ; il faut qu'à ce moment les canaux du tiroir soient entièrement ouverts pour la lumière d'arrière (fig. 200), car, s'ils ne l'étaient pas ils ne le seraient pour aucune autre position. Pour le parcours NM_0, l'avance du tiroir relativement aux tasseaux est $OE_2 - Oe_0$, c'est-à-dire

la largeur λ marquée sur l'épure ; donc, cette avance relative doit représenter la largeur des canaux ménagés dans le dos du tiroir.

Proposons-nous de fermer l'introduction en OM ; le tiroir ayant pris, par rapport aux tasseaux, l'avance Oe_1, les canaux seraient déjà recouverts de $Oe_0 - Oe_1$ si on avait laissé le coin dans sa première position ; pour que le recouvrement soit nul à ce moment (fig. 201), il faut ménager entre le coin et le taquet (fig. 196) l'espace $mn = Oe_0 - Oe_1$, ce qui se fait en abaissant le coin dans la position 2 pointillée.

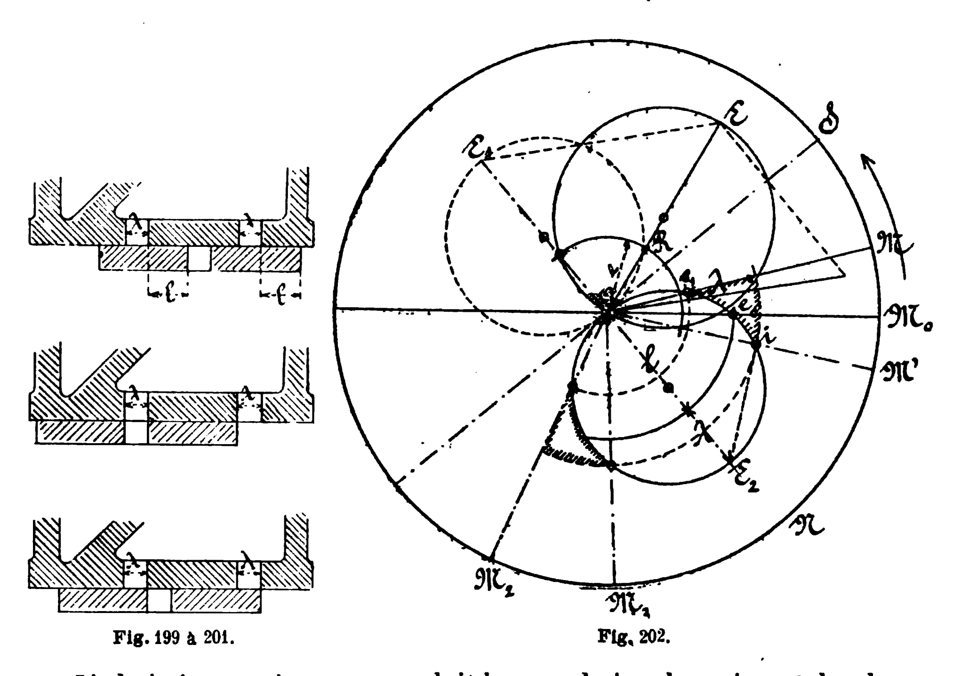


Fig. 199 à 201. Fig. 202.

L'admission maximum se produit lorsque le jeu du coin est le plus grand ; comme elle a lieu pour la position de la manivelle coïncidant avec OE_1, ce jeu doit être $Oe_0 + OE_1$.

On peut trouver la position de la manivelle pour laquelle a lieu la rencontre du coin avec le taquet ; en effet, à ce moment, les canaux sont entièrement découverts, l'écart relatif jusqu'à la position de fermeture doit donc encore augmenter de λ ; en décrivant un arc de cercle de O comme centre avec le rayon $Oe + \lambda$, on trouvera par l'intersection *i* la position OM cherchée.

La loi suivant laquelle varie l'ouverture des canaux est indiquée par les hachures; on voit que, pour un certain jeu de coin *mn* déjà considéré, la réouverture commence en OM_2, elle est complète en OM_3 ; depuis la position OM_3 jusqu'en OM', le tasseau est entraîné par le tiroir, et le taquet est libre entre le cadre et le coin.

Il faut pouvoir produire sans étranglement une admission égale à celle du tiroir, il faut par conséquent que les canaux présentent ensemble une section égale à celle que découvre le tiroir, c'est-à-dire que le nombre des canaux s'obtient en divisant RE par λ.

Il est commode de représenter sur l'épure elliptique les résultats obtenus pour différents jeux de coin.

Dans la pratique, les éléments de la distribution sont choisis pour réaliser le moindre jeu de coin possible pour l'admission maximum et une faible excentricité relative; on réduit ainsi les vitesses de rencontre du coin et du cadre avec les taquets, ces vitesses sont maxima lorsque la butée a lieu pour la position OS de la manivelle tangente aux deux cercles; il sera facile de voir que ces vitesses sont proportionnelles aux droites telles que $E_1 i$.

La tige du tasseau traverse la chapelle de part en part, sinon elle serait soumise à un effort longitudinal correspondant à la pression de la vapeur, diminuée de la pression atmosphérique.

Le système de Farcot est un cas particulier de celui que nous venons d'examiner, mais les butoirs et la came, au lieu d'être commandés par un excentrique, y sont immobiles; il suffirait donc de supprimer le second excentrique pour retomber sur la distribution Farcot; c'est du reste ce second excentrique qui donne au système la propriété de produire de grandes admissions.

L'adhérence entre les tasseaux et le tiroir est une condition essentielle de bon fonctionnement; des ressorts sont insuffisants pour produire ce résultat, l'adhérence est obtenue dans le système Hertay en pratiquant sur la face interne des tasseaux un creux qui se trouve en communication permanente avec la poche d'échappement du tiroir; ce creux est ménagé dans les rebords horizontaux des tasseaux au-dessus des canaux, de manière à ne jamais découvrir la différence de pression

qui règne entre les deux faces des tasseaux et qui les applique sur le tiroir augmente avec la surface de ces creux (90).

Dans le système Guhrauer, le mécanisme est enfermé dans la chapelle, le coin est enroulé autour de la tige qui commande les tasseaux; chacun de ceux-ci présente deux talons, la variation de l'introduction a lieu par rotation de la tige comme dans le système Rider (85); cette rotation produit un effet identique au mouvement vertical du coin de la distribution Hertay.

§ VI

Tiroirs commandés par mouvement oscillant non symétrique.

89.— Ce système de commande présente des caractères particuliers, on le rencontre souvent dans les machines Corliss, auxquelles il s'adapte facilement sans donner lieu à aucune complication; *Porter* et *Allen* l'ont employé pour des tiroirs plans divisés (fig. 109) servant d'obturateurs d'admission. Soit OM la manivelle (fig. 203), OE l'excentrique, dont l'angle de calage, par suite des renvois interposés, a une valeur particulière. Le mouvement est communiqué aux tiroirs par l'arbre auxiliaire I, sur lequel sont calés les trois bras IC, IB, IB_1. Pour la position représentée, le point C, attaqué par la barre d'excentrique, est au milieu de sa course, ainsi que les articulations B, B_1; étudions le mouvement de l'obturateur T destiné à régler l'introduction de la lumière d'arrière.

Les déplacements de l'arête A sont donnés par l'épure (fig. 204) pour les différentes positions du point B; l'arc à partir duquel ils sont comptés passe par B″ et a pour rayon la bielle *b*. L'effet de l'angle CIB, formé par les leviers de renvoi, est de rendre inégaux les déplacements l'' et l'; cette inégalité est d'autant plus grande que le point B″ est plus rapproché du point mort, et que la bielle *b* est plus courte relativement à la course. Pour compléter l'épure, remarquons que les déplacements du point B pourraient être produits directement par un excen-

trique dont le rayon serait la moitié de la corde B″ B′, et dont l'arbre serait sur la direction XX ; les déplacements du piston se liront sur le diamètre P_0 P_1 (voir les remarques du n° 79).

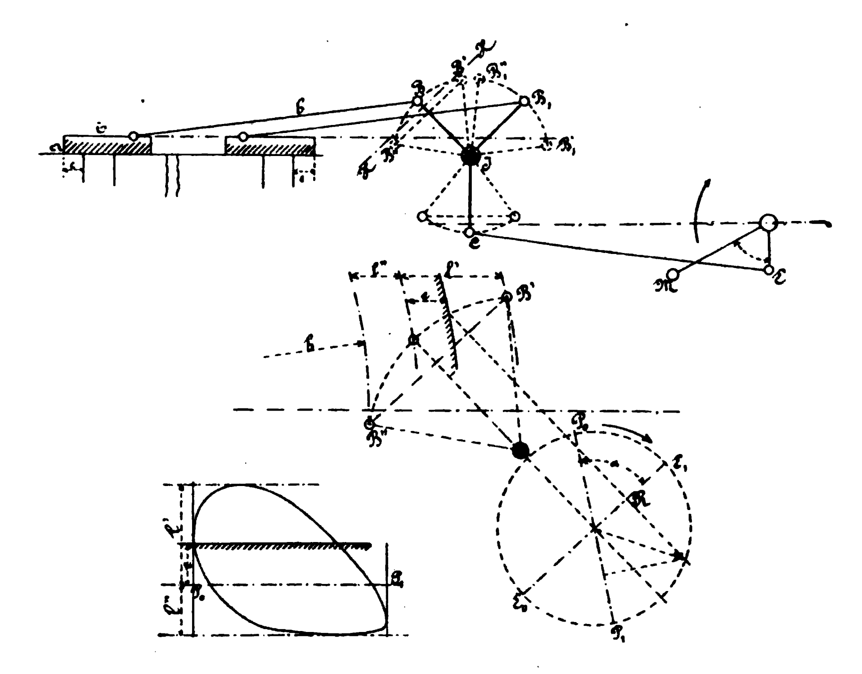


Fig. 203 à 205.

Dans le système de commande ordinaire, le distributeur aurait la course E_0 E_1 (ou B″ B′) ; il aurait à parcourir, depuis la position de fermeture jusqu'à l'instant du recouvrement le plus grand, la distance RE_0, au lieu de $e + l''$. La disposition adoptée peut donc réduire le travail du frottement ; de plus, elle modifie la loi d'ouverture et de fermeture de l'orifice, en altérant considérablement l'ellipse des écarts (fig. 205).

Nous reviendrons sur ce point spécial à propos des machines Corliss.

§ VII

Considérations sur la manœuvre des tiroirs. Tiroirs compensés.

90. — Le tiroir à coquille est appliqué sur sa glace par une force variable avec la position du distributeur et avec les pressions qui règnent dans les lumières. Des données précises manquent pour déterminer cet effort et le frottement qui en est la conséquence ; d'ailleurs la question présentera toujours un élément indéterminé, ainsi que nous allons le voir.

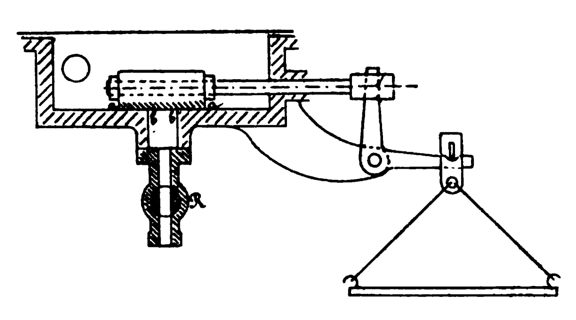


Fig. 206.

M. Hertay a montré en 1885, par l'appareil d'expériences représenté figure 206, qu'une plaque d'une certaine étendue, posée sur une lumière, et soumise à une pression de plusieurs atmosphères, n'occasionne qu'un frottement insignifiant lorsque le robinet R est fermé. La résistance ne commence à se produire que lorsque ce robinet est ouvert, et qu'il existe une différence de pression finie entre la chapelle et la lumière.

Il est donc probable que la surface de contact entre le tiroir et la glace, c'est-à-dire le joint, est soumise, dans le cas où le robinet est fermé, à une sous-pression que l'exactitude du dressage ne parvient pas à empêcher ; on peut se figurer ce qui se passe en supposant qu'une lame

d'eau très mince, interposée entre ces surfaces, est suffisante pour transmettre la pression de la vapeur dans tous les sens et en tous les points du joint.

Lorsque le robinet est ouvert, la différence des pressions entre les deux faces est supérieure à $\omega\ (p_0 - p_1)$, ω étant la section de la lumière, p_0 et p_1 les pressions intérieure et extérieure ; car, en continuant l'hypothèse de l'existence d'une couche d'eau, elle se trouve soumise de a vers b à des pressions qui diminuent depuis p_0 jusqu'à p_1. Si la pression est suffisante pour chasser cette lame d'eau, c'est le vide absolu qui existe entre les surfaces de contact, et la résistance au glissement devient considérable. Mais il est impossible d'évaluer la sous-pression, si ce n'est sur la portion du tiroir recouvrant une lumière dans laquelle la pression est connue par le diagramme.

Lorsque le tiroir est dans sa position moyenne (fig. 207), la détente vient de commencer dans l'une des lumières, la compression se poursuit dans l'autre, il y a indétermination sur les pressions des surfaces en contact, mais la pression d'échappement règne sur toute la surface AB ; pour les autres positions, la situation est évidemment différente.

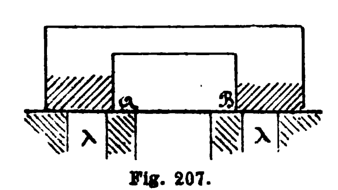


Fig. 207.

Les tiroirs divisés, à largeur égale de lumières, présentent deux poches d'échappement au lieu d'une ; ils sont donc plus durs à manœuvrer.

Enfin, les tiroirs avec tasseaux de détente directement superposés, lorsqu'on réalise de courtes admissions, sont dans les conditions les plus défavorables, parce que la pression décroissante de la détente règne dans la lumière d'admission depuis le commencement de la course du piston. Ce fait explique pourquoi les tiroirs fonctionnent quelquefois moins facilement pour de faibles introductions que lorsque la machine est plus chargée.

La division du tiroir en quatre obturateurs améliore considérablement l'état de choses dont il vient d'être question ; la différence ne réside pas dans la diminution de surface exposée aux pressions, car si,

pour chaque obturateur, cette surface est en effet diminuée, la surface totale ne varie pas d'une manière sensible ; mais les obturateurs d'échappement ne sont plus soumis, sur la face supérieure, qui est la face interne vers le cylindre, qu'à la pression décroissante de la détente pendant la course motrice, et ils sont en équilibre pendant la course d'échappement.

Le travail de frottement des tiroirs à coquille n'est cependant qu'une très faible fraction du travail brut, ainsi que le démontrent les diagrammes relevés à vide sur des machines à détente variable ; l'admission étant alors très faible, les tiroirs sont cependant dans les conditions les plus défavorables (voir le tableau du numéro 53, où le tiroir non équilibré absorbe dans un cas 3,2 % du travail brut, et dans l'autre cas 1,9 % de ce travail.)

Le coefficient de frottement entre les surfaces dépend de l'état de graissage, mais comme la sous-pression est inconnue pour une partie notable de la surface, la connaissance de ce coefficient ne permettrait pas le calcul de la résistance. On évalue grossièrement celle-ci en supposant que la différence totale des pressions règne sur toute la surface dorsale, et en multipliant l'effort ainsi trouvé par 0,07 (1).

La pression qui s'exerce sur le tiroir a surtout des inconvénients au point de vue de la conservation des surfaces frottantes, cette pression ne peut dépasser une certaine valeur par *unité de surface frottante* (20 kilogrammes par centimètre carré) sous peine de produire le grippement. Les métaux qui se comportent le mieux sont la fonte frottant sur une fonte plus dure ; on emploie quelquefois une table rapportée sur le cylindre pour lui donner plus de dureté. La lubrification exerce une grande influence sur la conservation des surfaces ; on se borne quelquefois à graisser la vapeur, mais on peut nuire ainsi au fonctionnement de l'enveloppe ; il vaut mieux introduire le lubrifiant au moyen de graisseurs à pompe (Mollerup) dans le joint qui se trouve entre les surfaces, sur lesquelles elle est répartie par des canaux ; ce système, qui n'est appliqué qu'à de grands tiroirs supportant 7 à 8 atmosphères de pression, est très efficace.

(1) Aspinall a trouvé au moyen d'un tiroir-dynamomètre la valeur 0,068 (*Minutes of Proceedings of C. E.*, vol. 95, p. 107).

On a employé exceptionnellement des glaces en bronze ou en acier; dans la marine, où les tiroirs prennent parfois une surface de plusieurs mètres carrés, on garnit quelquefois la glace de pastilles noyées en métal antifriction. Certains mécaniciens préconisent l'évidement de toutes les surfaces, en ne laissant autour des lumières que le bord nécessaire pour l'étanchéité; c'est un remède dangereux, il augmente il est vrai la sous-pression, et il allège le tiroir, mais il diminue la surface frottante ; si des tiroirs se sont mieux comportés après cette modification, c'est parce qu'elle a sans doute amélioré un graissage qui était défectueux.

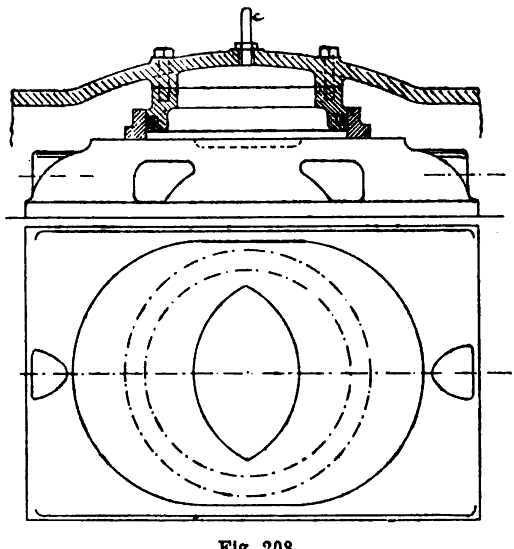
Le fonctionnement compound est très favorable au tiroir, puisqu'il étage les pressions et diminue en tous cas les dimensions du tiroir du premier cylindre ; dans les machines à triple expansion, l'usage d'un tiroir cylindrique est général sur le premier cylindre; on garde souvent les tiroirs plats pour le second et le troisième cylindres, à cause de leur étanchéité plus grande; il est ordinairement inutile de graisser le tiroir à basse pression des machines compound, qui reçoit tous les lubrifiants du petit cylindre.

Dans les grandes machines marines verticales, on équilibre souvent le poids mort du tiroir au moyen d'un petit cylindre qui surmonte la chapelle ; un piston monté sur le prolongement de la tige se meut dans ce cylindre, et est constamment soutenu par la pression de la vapeur. Joy a complété ce dispositif en appliquant à ce cylindre une distribution automatique, ce qui permet de contrebalancer les forces d'inertie (1).

91. — *Tiroirs compensés.* — Il n'est pas impossible de réaliser des tiroirs plats complètement équilibrés (n° 58, fig. 109, 114, 115) ; les régulateurs américains exigent cet équilibrage parfait. Plus souvent, on se contente de soustraire une partie de la surface du tiroir à la pression ; c'est ainsi qu'on est conduit, pour les cylindres à basse pression des machines marines, à employer le dispositif de la

(1) *Joy's Assistant Cylinder (Engineering*, 1891, 1er sem., p., 430).

figure 208 ; le petit tuyau *c* communique d'une manière permanente avec le condenseur ; le joint peut donner lieu à une fuite importante,



Fig, 208.

c'est le défaut habituel du système [1]

§ VIII

Distribution des machines à changement de marche [2]

92. — *Systèmes anciens.* — Les premiers systèmes, longtemps conservés dans les machines marines, consistaient à renverser l'angle de calage ; cette opération se faisait au moyen de l'excentrique à *toc*

(1) Voir, sur les tiroirs équilibrés, le mémoire de *J. C. Park* (*Minutes of Proceedings of C. E.* vol. 98, p. 369) et un article de *M. Troisier* (*Revue de Méc.*, 1897 p. 129).

(2) Nous renvoyons pour plus de développements sur ce paragraphe et le suivant, à l'ouvrage spécial intitulé *Les Distributions à Changement de marche avec tiroir unique*, traduit de *A. Fleigner* par *Paul Hoffet*, précédé d'un avant-propos d'un grand intérêt historique, par *A. Mallet.*

(fig. 209, 210). Le tourteau d'excentrique présente une rainure concentrique à l'arbre, et celui-ci est muni d'une clavette *c* ; si on fait tourner l'arbre dans le sens marqué par la flèche F, la clavette vient en contact avec la face *r* de la rainure et l'angle de calage est disposé

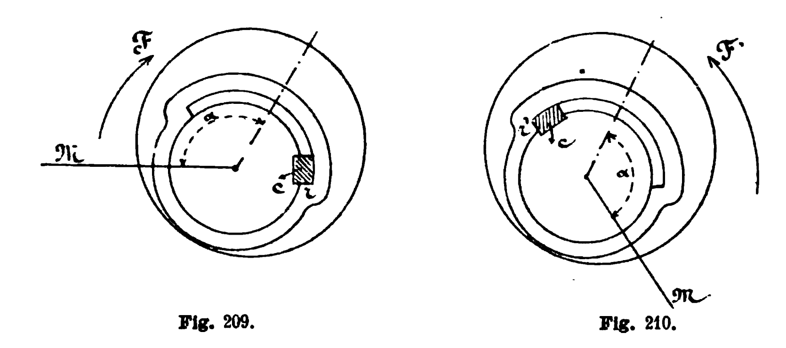


Fig. 209. Fig. 210.

pour la marche en avant ; si au contraire, on le fait tourner dans le sens de la flèche F', la clavette vient en contact avec la face *r'*, etc.

La rotation de l'arbre s'obtenait en déclenchant la barre d'excentrique de son articulation avec la tige du tiroir et en commandant celle-ci à la main, de manière à obtenir le mouvement voulu ; elle exigeait une attention soutenue du machiniste, et souvent les efforts de plusieurs hommes pour la manœuvre du tiroir (1).

Dans l'application aux locomotives, il était impossible de conserver cette manœuvre par tâtonnements ; on a adopté deux excentriques, l'un de marche en avant, l'autre de marche en arrière, chacun muni de sa barre. Suivant qu'il s'agissait de produire la marche dans un sens ou dans l'autre, on enclenchait la barre correspondante; l'autre étant

(1) Il existe un système moderne souvent appliqué à des petits moteurs d'embarcations, de treuils, etc., dans lequel le changement de marche est obtenu par un déplacement commandé du plateau de l'excentrique ; ce déplacement peut avoir lieu par rotation ; dans ce cas, le plateau est monté sur un manchon qui porte des rainures en hélice dans lesquelles s'engage un prisonnier auquel le levier de manœuvre donne un mouvement de glissement parallèle à l'axe de l'arbre. Le déplacement peut être rectiligne, c'est-à-dire que la trajectoire du centre du plateau, de la marche en avant à la marche en arrière, est une ligne droite ; l'excentrique sphérique de *Tripier* (*Haton de la Goupillière*, t. II, p. 263), est une réalisation ingénieuse de ce principe. M. *Joy* a eu l'idée de déplacer ainsi le plateau d'excentrique par rapport à l'arbre en se servant d'une transmission hydraulique (*Joy fluid pressure reversing gear*, *Engineering*, 1894, 1er sem., p. 432).

provisoirement suspendue par une tringle oscillante. Ce système comportait donc deux barres terminées du côté du tiroir par des encoches ou fourches évasées (fig. 211). Cet évasement était nécessaire pour pou-

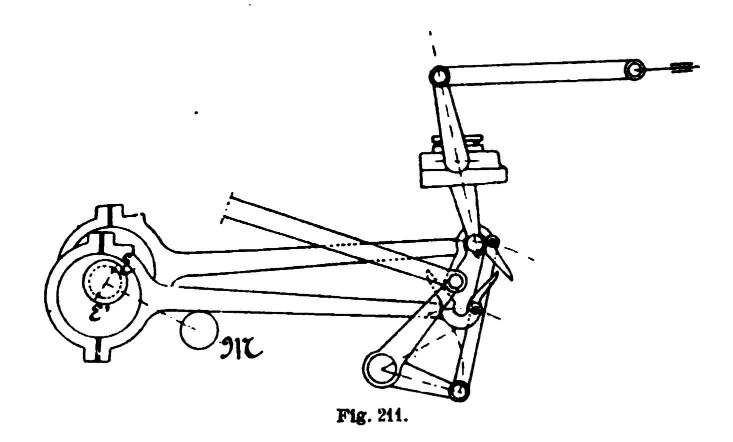


Fig. 211.

voir établir la connexion dans toutes les positions de la manivelle autres que les points morts.

93. — *Coulisse de Stephenson* (1). — Ce dispositif est représenté (fig. 212). La coulisse CC′ est reliée par les barres b aux excentriques de marche en avant OE, et de marche en arrière OE′. Un point de cette coulisse (le milieu ou une extrémité) est assujetti à se déplacer sur un arc de grand rayon x x ; à cet effet, ce point est relié par la bielle BC à l'extrémité du levier AB, calé sur l'arbre A, nommé arbre de relevage, et actionné par le levier L ; ce levier est manœuvré par une poignée, et un verrou permet de l'arrêter dans l'un quelconque des crans du secteur S. Si l'on suppose pour le moment que le levier occupe l'une ou l'autre de ses positions extrêmes, le tiroir relié par sa tige

(1) L'étude des coulisses a été faite d'une manière analytique par *Phillips* (*Annales des Mines*, 1853) et par *Zeuner* (*Traité des distributions par tiroirs*). Cette voie est longue, et pour arriver à une traduction géométrique simple des déplacements, on est obligé de faire certaines approximations. Il nous paraît plus satisfaisant de suivre une marche géométrique approximative, qui est du reste tout à fait suffisante dans la pratique, puisqu'on a l'habitude, une fois que les éléments sont fixés, de vérifier la distribution par un tracé en grandeur ou autrement.

La coulisse attribuée à Stephenson a été imaginée par *Howe* en 1843, et appliquée la même année aux locomotives par Robert Stephenson.

au coulisseau K sera conduit exclusivement par l'un ou l'autre de ses excentriques, le second restant inopérant. Ce dispositif permet donc de renverser la marche sans aucun tâtonnement, comme d'ailleurs tous les systèmes modernes.

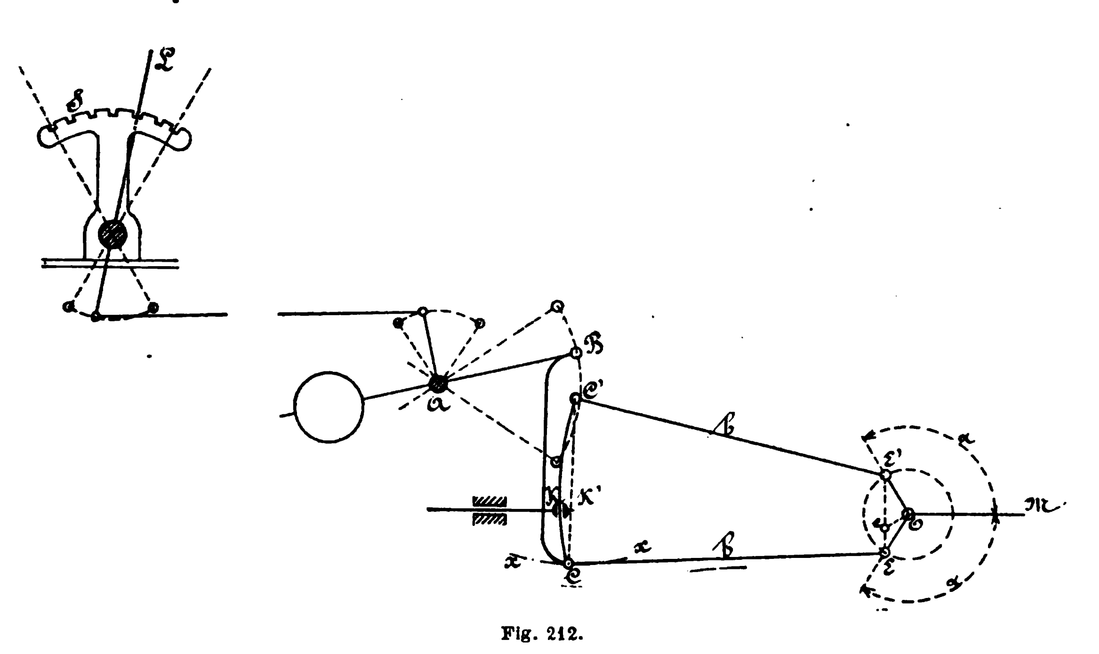


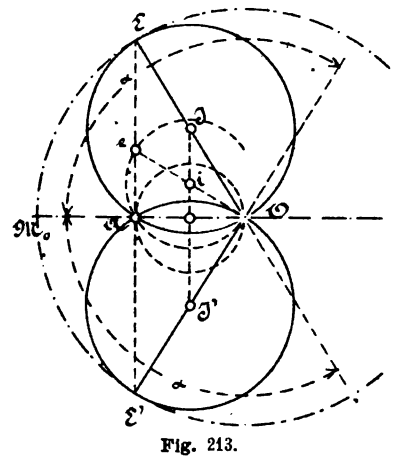
Fig. 212.

Première approximation. — Pour obtenir les écarts du point K, nous pouvons étudier le mouvement d'un point quelconque qui lui est invariablement lié, par exemple celui du point K', situé sur la corde CC' ; l'erreur commise de ce chef est insensible lorsque la corde est à peu près verticale. Nous négligeons dans cette première approximation l'obliquité des bielles *b*, ce qui permet d'appliquer le théorème de Guinotte (86), et de considérer le mouvement du tiroir comme produit par l'excentrique fictif O*e*, le point *e* étant choisi de telle manière que :

$$\frac{E'e}{eE} = \frac{C'K'}{K'C}$$

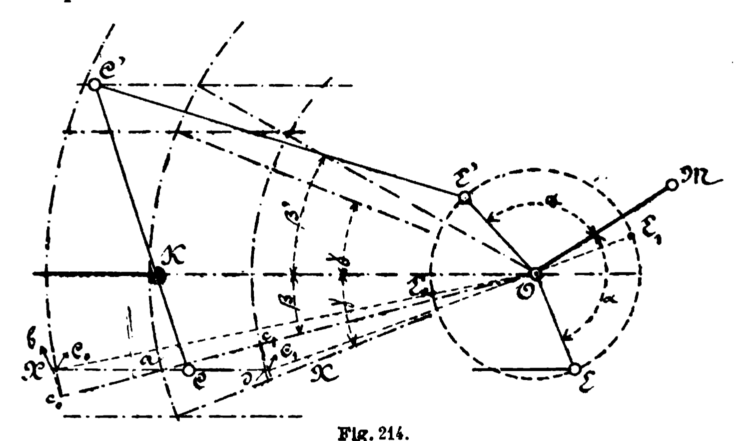
Pour construire l'épure, portons (fig. 213) les angles α, nous obtiendrons respectivement les cercles OE de marche en avant, et OE' de

marche en arrière ; quant au cercle correspondant à l'excentrique fictif, il faut, pour le tracer, remarquer que son angle de calage est situé du côté de la marche en avant, et prendre son diamètre Oe; or, joignons EE', et partageons cette ligne en deux segments proportionnels à ceux CK, K'C de la coulisse, il est visible que nous trouverons ainsi le point e, etc.


Fig. 213.

Tous les centres des cercles obtenus ainsi sont sur la même ligne II', perpendiculaire à OM_0, ils passent par le point A ; on complète l'épure en traçant les circonférences des recouvrements.

Lorsque CK = KC' (point milieu), on obtient le cercle OA, l'avance à l'admission est égale à la période d'introduction, la détente est égale à la période de compression. Il y a cependant encore un diagramme moteur, mais il est très faible, et la distribution est défectueuse ; de plus, elle peut se faire indifféremment dans un sens ou dans l'autre.


Fig. 214.

Pour les crans intermédiaires, on obtient une marche à détente plus ou moins prolongée, ce qu'on pouvait prévoir par la considération de l'excentrique fictif (77).

Corrections dues aux obliquités. — Considérons l'excentrique OE

de rayon l, actionnant un point C suivant la direction XX (fig. 214). Les positions extrêmes de ce point s'obtiennent en décrivant de O comme centre avec $b + l$ et $b - l$ comme rayons respectifs, des arcs qui coupent XX en C_0 et C_1, les positions correspondantes de E sont E_0 E_1 ; nous pouvons, sans grande erreur, supposer que ces points sont diamétralement opposés et sur la direction Oa, le point a étant l'intersection de XX avec l'arc décrit du centre O ayant b pour rayon ; on a, d'après la construction effectuée :

$$c_0 c_1 = 2 l$$

C_0C_1 peut être remplacé approximativement par bd, en substituant les tangentes aux arcs c_0 et c_1.

Ainsi, le mouvement du point C équivaut à celui qui serait obtenu par un excentrique ayant pour excentricité :

$$\frac{1}{2} bd$$

et pour angle de calage :

$$\alpha + \beta$$

Fig. 215.

Pour construire le cercle corrigé des écarts du point C, on prendra OE comme précédemment (fig. 213), puis l'angle $EOE_1 = \beta$ et on élé-

vera la perpendiculaire EE_1 au rayon OE. L'égalité des triangles $OE\,E_1$, $a\,c_0\,b$ donne :

$$O\,E_1 = ab$$

ou, approximativement :

$$O\,E_1 = \frac{1}{2}\,C_0\,C_1$$

OE_1 est donc bien le diamètre du cercle des écarts du point C.

La même construction s'applique aux écarts du point C'. En partageant $E_1\,E_1'$ en deux parties proportionnelles aux segments de la coulisse, on trouve le diamètre Oe plus exact que celui que nous avions trouvé d'abord.

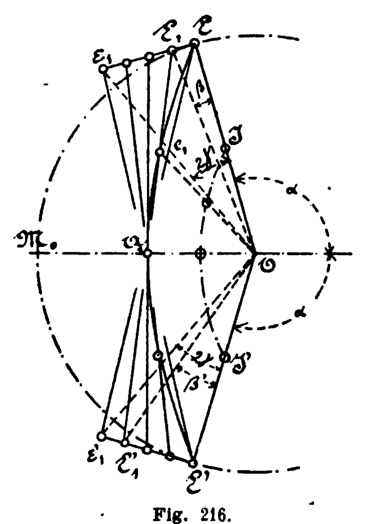


Fig. 216.

Au point mort, les angles β et β' sont égaux, on trouve ainsi le diamètre OA_1 corrigé.

Lorsqu'on déplace la coulisse, la somme des angles β et β' reste très approximativement constante, il en est de même de la somme des tangentes EE_1, $E'E'_1$; pour obtenir les points tels que e, il suffit donc, ayant mené $E\varepsilon_1 = E'\varepsilon'_1 = l\,\mathrm{tg}\,2\gamma$ (fig. 216) de partager ces tangentes en un même nombre de parties égales, de numéroter ces divisions en sens inverse, et de joindre les points qui portent le même numéro, les points tels que e_1 partagent chacun la droite sur laquelle ils sont situés en deux segments proportionnels à ceux de la coulisse, lesquels sont approximativement dans le même rapport que les tangentes EE_1, $E'\,E_1'$ des angles β et β'.

La courbe qui contient les points e_1 est une parabole, comme il serait facile de le démontrer d'après ce mode de construction.

Ainsi, une épure beaucoup plus exacte que la première est obtenue en substituant la parabole $EA_1\,E'$ à la droite EE' ; les centres des cercles se trouvent sur la parabole I I'.

Cas de la coulisse à bielles croisées. — La coulisse précédente est dite à barres ouvertes, c'est-à-dire que celles-ci ne se rencontrent pas

lorsque la manivelle est au point mort avant; la disposition inverse (fig. 217) est dite à barres croisées. En raisonnant comme dans le cas pré-

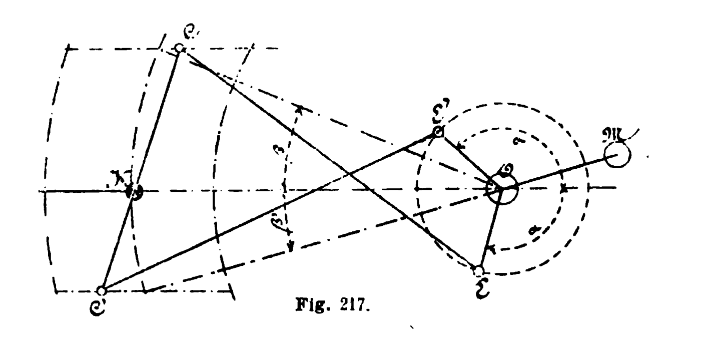


Fig. 217.

cédent, on reconnait que les angles de calage doivent être diminués de β et β' respectivement pour les deux excentriques ; β et β' ayant, du reste, des valeurs variables avec la position de la coulisse ; la parabole EA_1E' est ici courbée en sens inverse (fig. 218) de même que celle qui contient les centres des cercles polaires.

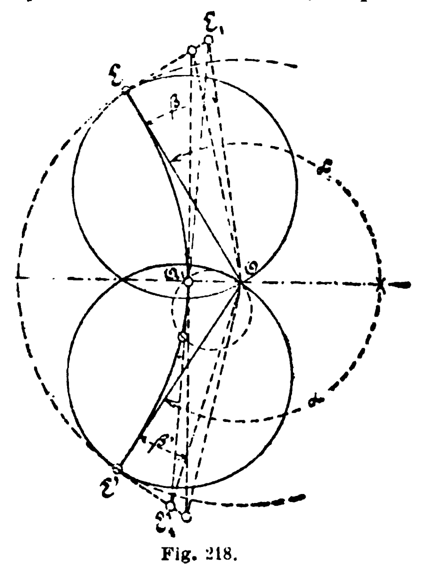
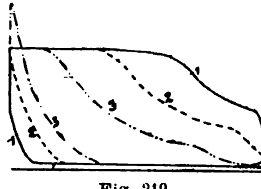


Fig. 218.

Les deux systèmes, à barres ouvertes ou à barres croisées, ont la propriété de réduire la fraction d'admission lorsque la coulisse se rapproche de sa position moyenne, ou lorsque son levier de commande est arrêté dans un cran qui se rapproche de plus en plus du point milieu ; toutefois, ainsi que cela arrive lorsqu'on change l'angle de calage d'une distribution ordinaire, les périodes d'échappement sont modifiées ; on reconnaîtra facilement que les phases de la distribution sont affectées des changements suivants pour les crans intermédiaires.

	BARRES OUVERTES	BARRES CROISÉES
Avance linéaire à l'introduction. .	augmente	diminue
Introduction.	diminue	id.
Avance angulaire à l'échappement.	augmente	augmente
Avance linéaire à l'échappement. .	id.	diminue
Compression.	id.	augmente
Avance angulaire à l'admission. .	id.	augm. généralement

L'augmentation de l'avance à l'échappement et de la compression est le caractère le plus saillant des deux systèmes, il est rendu sensible sur les courbes d'indicateur. La figure 219 représente les diagrammes obtenus pour trois crans différents; pour l'admission la plus faible, la compression est exagérée.


Fig. 219

On peut corriger jusqu'à un certain point l'inégalité des avances linéaires en admettant des angles de calage différents pour la marche en avant et la marche en arrière, lorsque celle-ci n'est qu'accidentelle ; on s'attache alors à mettre la marche habituelle dans les meilleures conditions, en sacrifiant un peu la marche en arrière.

Courbure de la coulisse. — La forme de la coulisse n'a pas d'influence sur la grandeur des écarts communiqués au tiroir, ni par conséquent sur la course de cet organe pour un cran déterminé, mais de cette forme dépend la position moyenne du tiroir. Il est évident que cette position moyenne doit rester invariable quel que soit le cran que l'on considère, sinon le tiroir n'oscillerait pas symétriquement relativement aux lumières du cylindre ; une coulisse droite ne satisferait pas à cette condition, il faudra donc lui donner une courbure convenable.

Supposons une coulisse à barres ouvertes dans l'une de ses positions extrêmes (fig. 220) ; du centre de l'arbre décrivons les circonférences de rayons $b + l$, $b - l$ et b ; les positions extrêmes du coulisseau sont C'_0 C'_1, sa position moyenne est M'. L'extrémité inférieure de la coulisse se déplace sur la trajectoire XX, approximativement rectiligne, parallèle à OM', et distante de cette ligne de la longueur de la coulisse.

Plaçons maintenant le levier au cran milieu : les trajectoires des extrémités de la coulisse deviennent xx et $x'x'$ respectivement, et si nous traçons toutes les positions de la coulisse supposée droite, nous obtiendrons pour leurs enveloppes les deux courbes xk_0x' et xk_1x', qui sont sensiblement *symétriques* par rapport à la droite mm' (1).

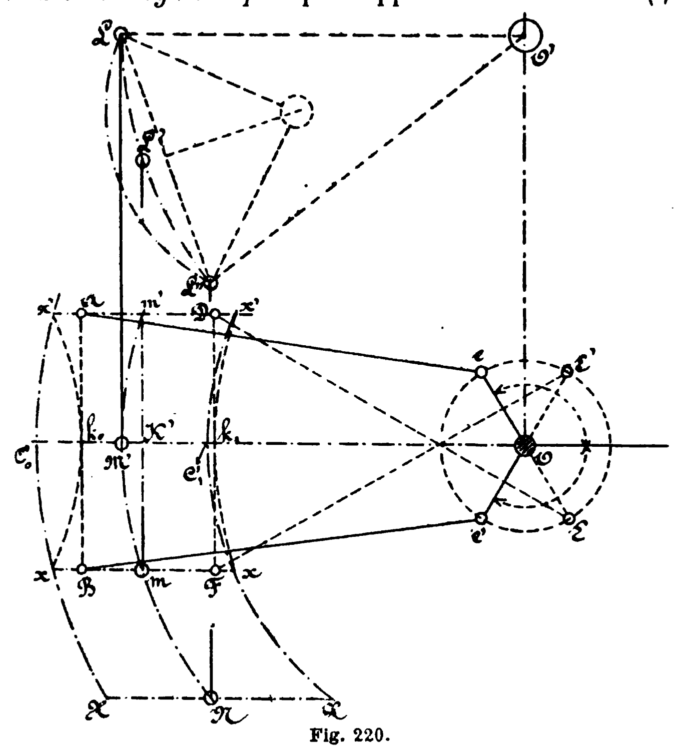


Fig. 220.

La position moyenne du coulisseau sera donc le point K′, obtenu en joignant $m'm$; cette position ne coïncide pas avec le point M′, et pour corriger cette différence, il suffira évidemment de donner à la coulisse la flèche K′M′ au point milieu.

L'arc de cercle ou la ligne droite sont les seules formes compa-

(1) On reconnaît facilement que cette symétrie doit exister, car la position verticale AB est produite par les positions Oe, Oe' des excentricités ; de même DF résulte des positions OE, OE′ de ces rayons ; ainsi les trois points A, m', D sont obtenus en décrivant des points e, O, E des arcs ayant pour rayon la barre d'excentrique ; il est visible que l'on aura très sensiblement Am' = m'D chaque fois que l'excentricité sera modérée vis-à-vis de la longueur de la coulisse, cette condition n'est du reste pas remplie dans nos figures, où, dans un but de clarté, l'excentricité est toujours exagérée, les barres étant au contraire très courtes.

tibles avec le glissement du coulisseau, on donnera donc à l'axe de la coulisse la forme de l'arc $m'M'm$. C'est au point milieu que la correction K'M' est maximum, car elle est nulle aux points extrêmes, et elle varie d'une manière continue; l'arc de cercle conviendra donc approximativement pour les points intermédiaires. Ainsi : *la coulisse doit avoir la forme d'un arc de cercle dont le rayon est égal à la barre d'excentrique*. On vérifierait facilement que cette forme convient aussi à la coulisse à barres croisées.

Suspension de la coulisse. — L'articulation inférieure de la coulisse doit décrire, dans les deux crans extrêmes et le cran moyen, les trajectoires XX, xx, $C'_0C'_1$, ou plutôt, des arcs de cercle qui se rapprochent de ces trajectoires; on obtiendrait ce résultat en suspendant l'articulation à l'extrémité d'un levier dont l'extrémité décrirait un arc LL'L'', de même rayon que l'arc M'm N ; cette condition serait remplie par un levier tel que O'L, dont le rayon serait égal à la barre d'excentrique.

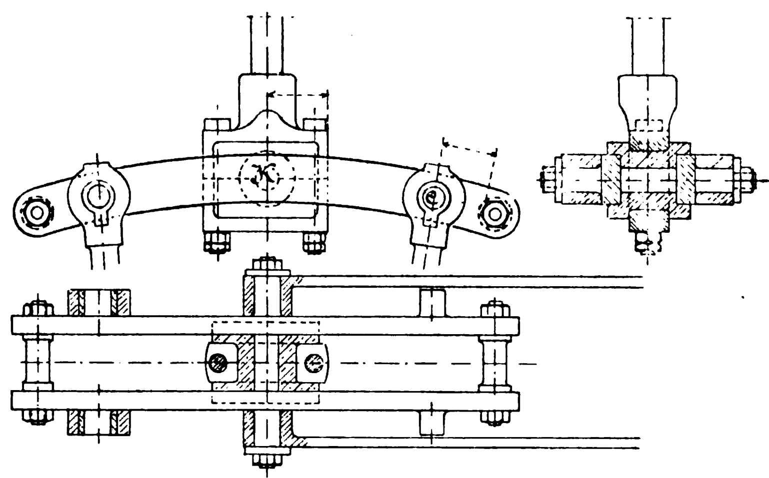


Fig. 221 à 223.

La distance OO' devrait être assez grande pour rendre insensible la courbure des trajectoires, XX, etc. ; des raisons pratiques s'opposent à l'adoption de ce mode de suspension, on le remplace par un système qui n'affecte pas les positions extrêmes, en sacrifiant la position moyenne, et l'on place le centre de l'arbre de relevage sur la perpen-

diculaire élevée au milieu de la corde LL″. On n'est généralement pas libre de placer cet arbre où l'on veut, car il faut que le bâti se prête aux attaches nécessaires, etc.

Diverses formes de coulisses. — Les coulisses employées dans les machines marines se composent de deux joues arquées présentant leurs tourillons à l'extérieur (fig. 221 à 223); le tourillon milieu sert d'ordinaire à l'attaque par l'arbre de relevage ; le coulisseau glisse entre ces deux joues, il se compose de deux coussinets séparés par un tourillon sur lequel s'articule la tige du tiroir. Cette forme de coulisse est la plus rationnelle, elle n'introduit pas d'autres perturbations que celles dont il a été fait mention dans la théorie lorsque les points C et C′ peuvent venir coïncider avec le centre K du coulisseau.

La forme (fig. 224) est plus souvent employée dans les locomotives, les articulations sont reportées à une certaine distance de l'axe, et lorsque la coulisse est oblique, il en résulte une perturbation due à l'obliquité des éléments *ab*. On trouve aussi très fréquemment la forme (fig. 225), le coulisseau dans sa position extrême n'est plus en face de l'articulation ; on fait l'étude comme si la coulisse avait longueur KK′, et on diminue sur l'épure les angles de calage des excentriques en même temps que leur excentricité, pour tenir compte de l'allongement KC; cette opération demande quelques tâtonnements sur lesquels il est inutile d'insister.

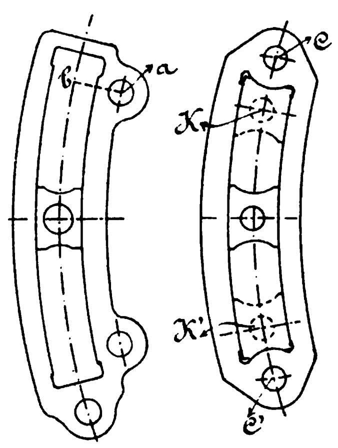


Fig. 224-225.

Pour les petites machines, la coulisse se réduit quelquefois à une simple barre qui passe dans le coulisseau; comme celui-ci doit pouvoir s'orienter, il présente extérieurement la forme d'un tourillon et il est noyé dans une chape de la tige.

La coulisse doit toujours être assez longue pour ne prendre que des obliquités modérées, ce qui diminue les perturbations et le glissement du coulisseau, tout en facilitant la manœuvre.

Épures de vérification, etc. — C'est surtout pour les distributions

par coulisses qu'il est nécessaire de faire des épures de vérification ; on fait en grandeur d'exécution des tracés pour les crans extrêmes et un ou deux crans intermédiaires, on consigne les résultats sur une épure elliptique. Des instruments analogues au dianomégraphe de M. Pichault (76) peuvent rendre des services dans les bureaux ou l'on étudie beaucoup de locomotives. Pour les cas normaux, on reconnaîtra en général que les éléments arrêtés par l'épure peuvent rester définitifs ; pour les autres, on sera amené à modifier légèrement la suspension, etc.

On peut simplifier la recherche des épures de vérification au moyen de certains procédés tirés par exemple de l'emploi de gabarits (1), ou par la méthode de M. Alheilig (2), que nous appliquerons au type de coulisse de la figure 224 pour une suspension déterminée par l'arc XX, figure 226.

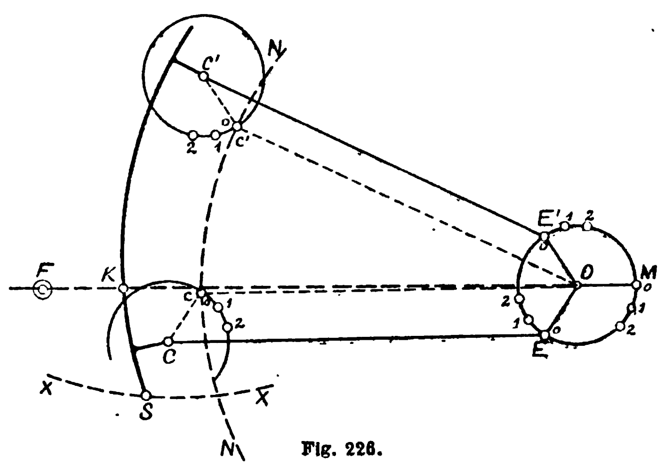


Fig. 226.

Supposons la manivelle au point mort, soient E E' les positions correspondantes des excentriques, C C' celles des articulations, le système déterminant finalement la position K du coulisseau. Décrivons du centre O, avec la barre comme rayon, l'arc de cercle NN ; menons par O les rayons Oc, Oc' parallèles aux deux barres, ainsi que les rayons Cc, C'c qui forment les deux parallélogrammes qu'on voit dans la figure. Pour

(1) *Unwin* (*Elements of Machine Design*).
(2) Cette méthode peu connue est décrite incidemment par M. *Ed. W. Bogaert*, ingénieur de la marine, dans un mémoire d'où nous l'avons extraite (*Bulletin de l'Association des Ingénieurs de Bruxelles*, février 1907).

tous les tracés semblables qu'on peut effectuer pour d'autres positions de la manivelle, les points tels que c et c' se trouveront à la fois sur l'arc N N, et sur les circonférences décrites de C et C' avec un rayon égal à l'excentricité ; de plus, les rayons Cc, C'c' seront parallèles aux directions des deux excentriques.

Cela posé, on marque à l'avance sur les circonférences C et C' les points conjugués deux à deux tels que c c', il sera commode de partager les circonférences en un même nombre de parties égales, de les numéroter d'une manière concordante, et de faire la même opération pour repérer sur une circonférence analogue les positions correspondantes de la manivelle. Il suffit alors d'appuyer la figure indéformable SCC', garnie de ses circonférences, de telle manière que S s'appuyant sur XX, les circonférences s'appuyent sur N N, d'abord par les points cc', puis par les points 1-1, 2-2, etc. ; dans toutes ces positions, l'arc moyen de la coulisse coupe l'axe de la tige du tiroir en des points tels que K qu'on trouve immédiatement sans aucun tracé si on a eu soin de dessiner sur papier calque la figure indéformable à déplacer comme nous l'avons dit. En mesurant les distances FK à partir d'un repère fixe arbitraire F, on a les ordonnées exactes de l'une des épures de vérification décrites aux numéros 72 et 73.

Pour étudier une autre suspension, on trace le nouvel arc XX, et on peut continuer à se servir des mêmes points de division sur les circonférences ; toutefois, elles ne répondent plus aux mêmes positions de la manivelle, c'est-à-dire que pour les points zéro des circonférences C et C', la manivelle ne se trouve plus au point mort, mais en est écartée d'un certain angle qu'il est facile de trouver.

Par cette méthode, l'épure en vraie grandeur n'exige plus qu'on ait recours aux centres E E', elle peut être tracée sur une feuille de petites dimensions et est affranchie de beaucoup de causes d'erreur.

94. — *Coulisse renversée, ou de Gooch.* — La suspension de la coulisse est fixe, c'est-à-dire que son point milieu est assujetti par des guides ou une paire de tringles, à rester exactement ou approximativement sur l'axe OT (fig. 227), le coulisseau K est relié par la bielle b' à l'articulation T, l'arbre de relevage agit sur un point D de cette bielle.

Lorsque la manivelle est en l'un de ses points morts, la corde CC′ est perpendiculaire à la ligne d'action OT, on a soin de donner à la coulisse la forme d'un arc de cercle de rayon b' ; pour les positions indiquées, le centre de la coulisse est donc en T ; or, pour ces positions, le tiroir découvre la lumière de l'avance linéaire, il en résulte que *l'avance linéaire est constante* pour tous les crans.

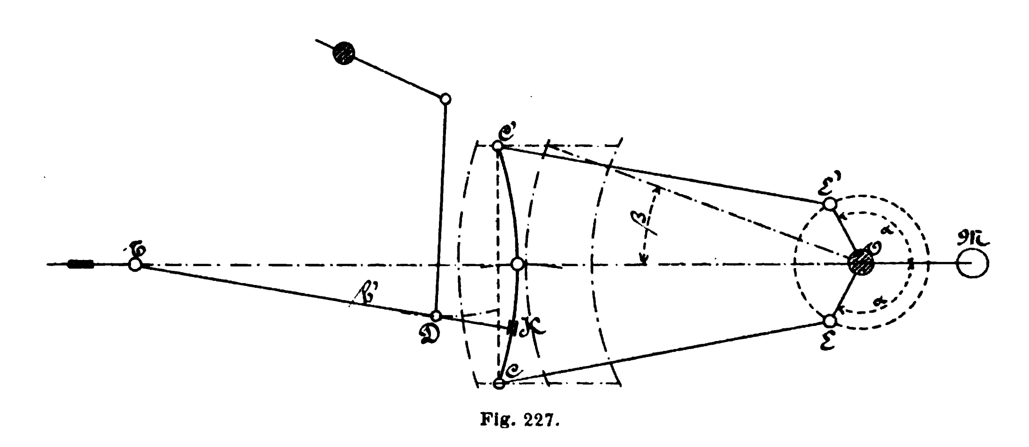


Fig. 227.

L'épure se trace comme pour la coulisse de Stephenson, les angles de calage réels étant portés en α, et les rayons d'excentricité en OE, OE′ (fig. 228) ; on ajoutera à ces angles l'obliquité moyenne β de chaque barre d'excentrique : on trouvera les cercles des marches aux crans extrêmes OE_1, OE_1', ainsi que leurs centres I, I′ ; l'égalité des avances linéaires astreint tous les cercles à passer par le point A.

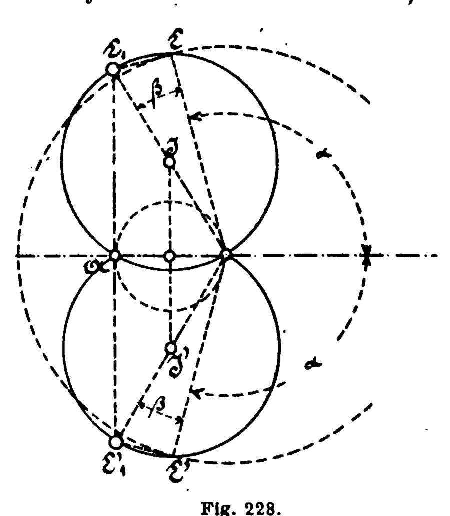


Fig. 228.

Comparé à la coulisse de Stephenson, le système de Gooch a pour lui l'avantage de l'égalité des avances linéaires ; il est un peu plus compliqué, mais sa manœuvre est un peu moins dure que celle de

la coulisse Stephenson, où l'on doit déplacer un attirail plus lourd, comprenant même les colliers d'excentriques ; il est aussi plus facile à équilibrer.

La méthode de vérification de M. Alheilig donnée au numéro précédent s'applique à la coulisse de Gooch, mais la trajectoire de K devra d'abord être tracée par points pour chaque suspension ; on aura cependant une approximation satisfaisante en remplaçant cette trajectoire par un arc de cercle dont le rayon est celui de la bielle de suspension du point D, amplifié dans le rapport des segments TK et TD (1).

95. — *Coulisse d'Allan.* — Dans ce système (fig. 229), qui participe des deux précédents, on s'est imposé comme condition d'avoir une coulisse rectiligne ; la coulisse et le coulisseau sont mobiles en sens contraire, ils s'équilibrent partiellement ; les avances linéaires ne sont pas constantes comme dans la coulisse Gooch, mais elles varient

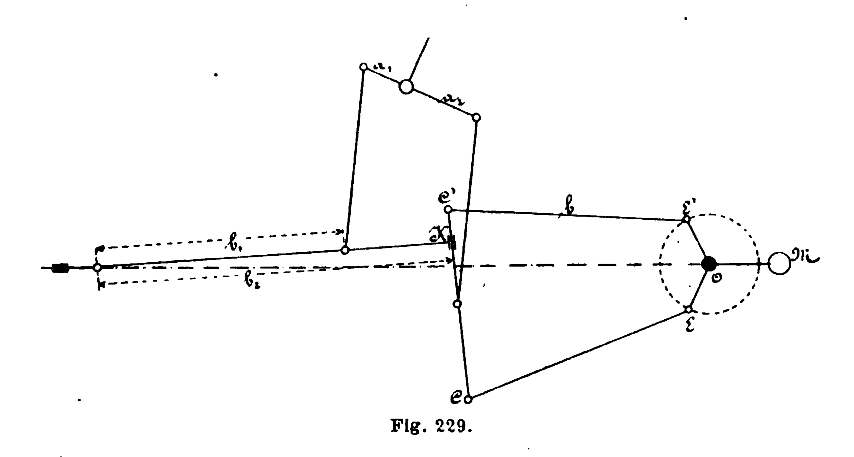


Fig. 229.

moins qu'avec la coulisse Stephenson. L'épure se trace comme celle du n° 93, elle donne lieu à des corrections du même genre, mais qui ne s'annulent pas aux crans extrêmes. La coulisse d'Allan est fréquemment employée en Allemagne dans les locomotives (2).

Pour conserver la fixité du centre d'oscillation, il faut établir cer-

(1) *Ed. W. Bogaert, mémoire cite.*
(2) Voir *Engineering*, 1881, 2e sem., p. 572, l'arrangement élégant d'*Aveling*.

tains rapports entre les éléments du système, ainsi qu'on peut le voir par la théorie approximative ci-après.

Considérons la coulisse dans sa position moyenne, son point milieu, qui est le coulisseau, se déplaçant sur la ligne d'action OT (fig. 230) ; on obtient la position moyenne K' du coulisseau en inscrivant la longueur mm' de la coulisse égale à 2 c sur l'arc décrit de O comme centre, avec la barre b comme rayon. La distance comprise entre l'arbre O et l'articulation T du tiroir lorsque celle-ci se trouve dans sa position moyenne s'obtient en ajoutant à la distance OK' la longueur de la bielle TK'.

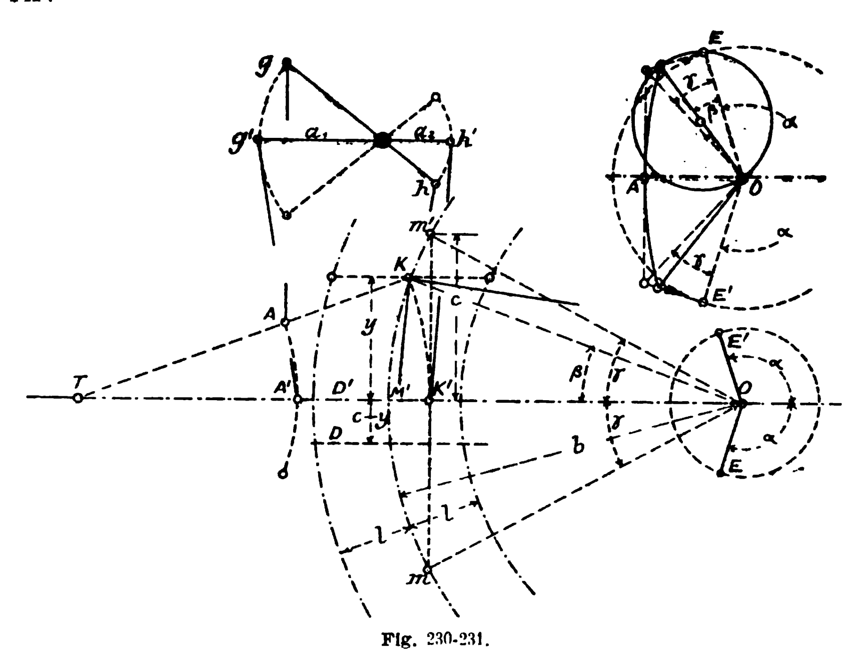


Fig. 230-231.

Supposons qu'on dispose ensuite le système dans la position de pleine marche arrière ; la coulisse s'abaisse et le coulisseau se relève jusqu'à ce que le coulisseau coïncide avec l'extrémité de la coulisse ; soit y la quantité dont le coulisseau se relève, celle dont s'abaisse la coulisse étant par conséquent $c—y$. La position moyenne de l'extrémité de la coulisse se trouve en K, sur l'arc de rayon b ; pour que la position moyenne de l'articulation T soit la même que dans le premier cas, il

faut que la distance TK soit égale à TK'. On peut donc trouver le point K en décrivant de T, avec TK' comme rayon, l'arc K' K, jusqu'à son intersection avec l'arc m' M', ce qui détermine y.

On trouve facilement dans les deux secteurs M' KO et K' KT, en désignant par b_2 la longueur de la bielle T K :

$$M'K' = \left(\frac{1}{b_2} + \frac{1}{b}\right)\frac{y^2}{2}$$

On a aussi, dans le secteur M' m' O :

$$M'K' = \frac{c^2}{2b}$$

D'où, en rapprochant ces deux égalités :

$$c = y\sqrt{1 + \frac{b}{b_2}}$$

Le balancier monté sur l'arbre de relevage doit être proportionné de manière à produire simultanément les déplacements y et $c - y$ du coulisseau et de la coulisse, mais il actionne le point A dont le mouvement est celui du coulisseau réduit dans le rapport des bielles TK et TA, on doit donc avoir, avec les notations de la figure 229 :

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{b_1}{b_2}\,\frac{y}{c-y}$$

ou, en remplaçant c en fonction de y :

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{b_1}{b}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{b}{b_2}}\right)$$

Cette relation n'est qu'approximative, on pourrait en trouver une plus exacte, mais l'épure de vérification permettra de faire les corrections définitives.

L'épure approchée de la distribution se construit d'après la méthode du n° 93 ; les excentriques étant tracés au moyen des angles de calage réels α (fig. 231), on les dévie de l'angle γ pour la position moyenne de la coulisse, et on trouve le diamètre OA du cercle de Zeuner correspondant à la marche neutre ; on les dévie de l'angle β pour obtenir les

cercles de pleine marche; on trouve facilement les crans intermédiaires.

L'épure de vérification peut se faire par la méthode de M. Alheilig en cherchant d'abord par points la trajectoire du coulisseau, ou en lui substituant un arc de cercle approché.

96. — *Système Walschaerts* (1). — Le mouvement du tiroir, c'est-à-dire celui de son articulation T (fig. 232), dépend à la fois du mouvement de la crossette par le levier TF_0 (*dit levier d'avance*), et du mouvement de l'excentrique OE_0 calé à angle droit sur la manivelle.

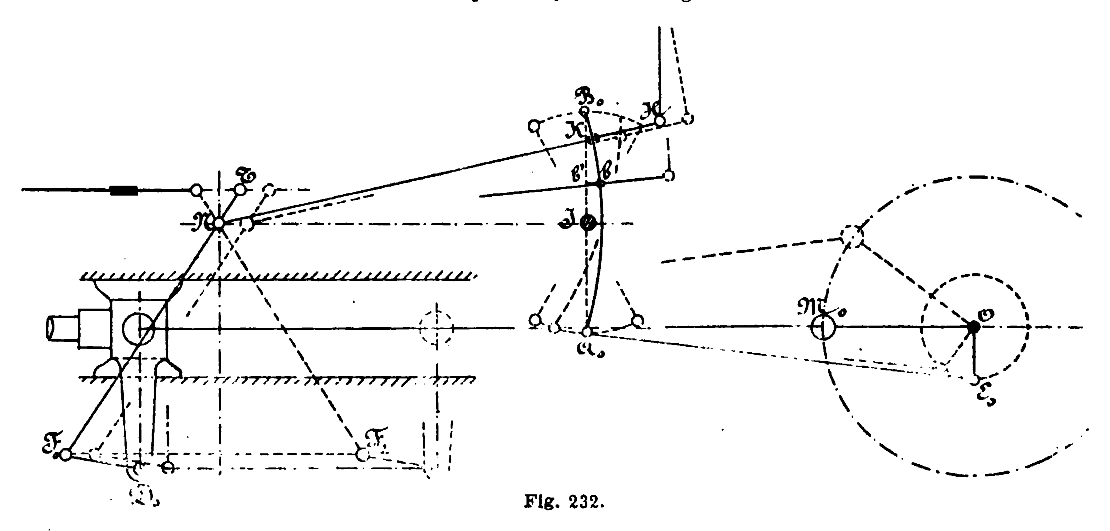


Fig. 232.

Cet excentrique communique à la coulisse A_0 B_0 un mouvement d'oscillation autour du point fixe I, mouvement qui est renvoyé par un coulisseau et une bielle à un point intermédiaire N du levier d'avance.

(1) *Walschaerts*, alors chef d'atelier aux Chemins de fer de l'État belge, fit breveter, le 5 octobre 1844, ce système de distribution qui ne comporte qu'un seul excentrique ; il fut appliqué en Allemagne en 1850-51 à une locomotive des chemins de fer du Taunus par M. *Heusinger von Waldegg*, ce qui l'a fait attribuer à tort par Zeuner à cet ingénieur ; la plupart des auteurs ont répété et perpétué cette erreur. (Voir au sujet de la priorité de cette invention le rapport de M. Dwelshauvers-Dery sur l'Exposition de Paris en 1878, classe 54). Le système Walschaerts, très répandu sur le continent, s'est répandu depuis peu en Angleterre, on en a fait quelques applications aux machines marines ; la distribution appliquée par M. Brock aux paquebots d'Ostende à Douvres ne diffère pas du système Walschaerts (Voir notre notice sur l'Histoire de la distribution Walschaerts, *Revue de Mécanique*, 1902-1-105, et *The Engineer*, 1906-2-620).

C'est la position du coulisseau sur l'arc A_0 B_0 qui détermine le mode de distribution et le sens de marche. L'arbre de relevage supporte, au moyen d'un levier et d'une bride de suspension, le point H de la bielle NK, et le point H, étant assujetti par cela même à décrire un arc de cercle, il en résultera une certaine oscillation du coulisseau qui peut amener des perturbations.

On peut faire l'étude approximative de cette distribution en admettant certaines hypothèses qui, en général, conduisent assez près du résultat. Pour l'étude rigoureuse, il faut construire une épure par points en grandeur d'exécution.

Nous raisonnons comme si la bielle motrice était infinie, nous négligerons l'obliquité de la bride D_0 F_0 ; la trajectoire de F_0 est un arc assez compliqué auquel nous substituerons la corde F_0 F_1, parallèle à la tige de piston, nous négligerons encore l'obliquité de la barre d'excentrique E_0 A_0 ; enfin, pour une position déterminée de l'arbre de relevage, nous admettrons que le coulisseau est fixe sur la coulisse, et que ses mouvements sont transmis exactement au point N.

Pour reconnaître le mouvement du point T, appartenant au levier TF_0, il suffit d'étudier au moyen du théorème de Guinotte les mouvements de deux points N et F_0 de cette barre. Nous prendrons le coulisseau dans une position *b* quelconque.

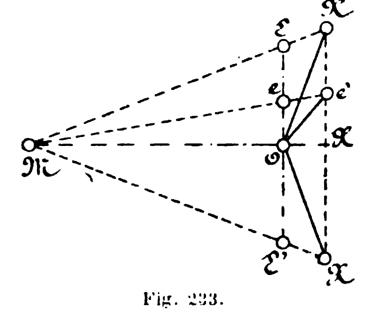


Fig. 233.

Le mouvement de N dépend directement de l'excentrique, mais celui-ci doit être renversé, à cause de l'articulation I, et son amplitude est réduite dans le rapport de Ib' à IA_0 ; l'excentrique s'obtiendra donc en portant à partir de O (fig. 233), et vers le haut, le rayon d'excentricité OE, et en partageant celui-ci par le point *e* de telle manière que :

$$\frac{Oe}{OE} = \frac{Ib'}{IA_0}.$$

Lorsque le coulisseau est dans la région inférieure de la coulisse, les quantités telles que *Oe* devront être portées vers le bas.

Le mouvement communiqué au point F_0 n'est autre que celui de la crossette, il est produit par la manivelle motrice, que nous porterons en OM. L'excentrique fictif s'obtient en joignant Me, et en choisissant sur cette direction le point e', tel que :

$$\frac{e\,e'}{M\,e'} = \frac{NT}{F_0\,T}$$

il suffit pour cela de mener la parallèle XX à Oe, en choisissant les segments OX, MX dans le rapport des segments NT, F_0 T, du levier d'avance.

L'excentrique fictif cherché est Oe', son angle de calage est MOe', et il convient pour la marche en avant ; pour toutes les autres positions du coulisseau, les centres e' seront sur la ligne XX ; le point e se meut sur la verticale O E comme la projection b' du coulisseau sur le bras IB_0 de la coulisse.

Il est facile de construire le diagramme de Zeuner sur ces données, et l'on voit que le système a la propriété de donner une *avance linéaire constante ;* pour que le centre des positions du tiroir reste invariable, il suffit du reste de donner à la coulisse la forme d'un arc de cercle ayant pour rayon NK.

Le système Walschaerts permet de placer la tige du distributeur dans un plan voisin du plan d'action de la bielle, ce qui est avantageux dans certains cas.

L'épure de vérification peut encore se tracer en utilisant la méthode de M. Alheilig, exposée pour les autres systèmes ; d'après une remarque de M. Bogaert, on cherchera séparément les écarts des points F et N de la figure 232, on réduira ceux du point F dans le rappport des bras NT et NF, tandis qu'on augmentera ceux du point N dans le rapport de FT à NF; en totalisant avec leurs signes les résultats ainsi obtenus, on trouvera l'épure définitive.

Modifications du système Walschaerts. — Les distributions représentées dans les ouvrages allemands sous le nom d'*Heusinger von Waldegg* sont ordinairement disposées d'une manière un peu différente : le bras fixé à la crosse n'est pas relié par une courte bielle à l'extrémité inférieure du levier d'avance, il porte une genouillère

dans laquelle passe l'extrémité prismatique ou cylindrique du levier d'avance ; la conséquence de cette modification est que le rapport des bras NT et F_0T augmente vers le milieu de la course du piston, en donnant au tiroir des écarts un peu différents de ceux indiqués par les cercles polaires ; le changement est surtout sensible dans les crans rapprochés du milieu, cette modification est plutôt défavorable à la distribution, comme on pourrait s'en convaincre par une épure.

M. *F.-J. Stevens*, du *Central Pacific Railroad*, a modifié la distribution Walschaerts dans le sens opposé au précédent. Son système peut être considéré comme une application des mouvements employés par Porter et Allen (89) ; elle exige le partage du tiroir en deux parties (1).

Le levier d'avance (fig. 234) est élargi au sommet, et l'articulation de

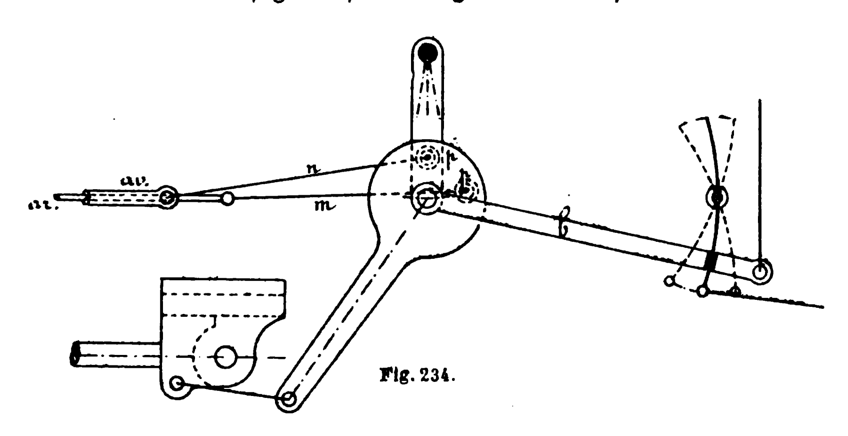


Fig. 234.

la tige du tiroir est dédoublée ; l'articulation de la bielle *b* du coulisseau est guidée ; les deux pivots *p*, *p'* commandant les tiroirs d'arrière et d'avant par les bielles *m* et *n* ; les tiroirs sont du système Trick, mais ce détail est indépendant du système ; la tige du tiroir d'avant doit être creuse, pour donner passage par un presse-étoupes à la tige du tiroir d'arrière. La modification de *Stevens* déforme les cercles de Zeuner dans un sens favorable aux grandes détentes. L'épure du système devrait se faire par points, puisqu'il doit ses propriétés aux obliquités de certains de ses membres.

(1) *American Machinist.*

M. *Delville* a réalisé une distribution qui est une modification de celle de Walschaerts, et où le levier d'avance est directement articulé à la crosse (fig. 235). Comme la tige du tiroir se meut en ligne droite,

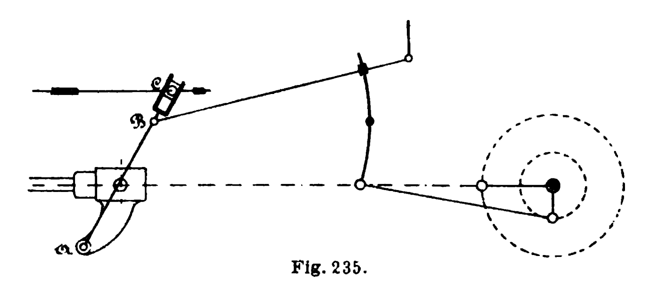


Fig. 235.

la tête du levier d'avance est terminée par une coulisse qui joue un rôle important ; en effet, le bras AB reste constant, la longueur BC est donc fortement diminuée vers le milieu, et augmentée vers les extrémités de la course ; M. *Anspach*, dans une étude sur cette distribution [1], donne des diagrammes comparés faisant ressortir les avantages du système ; nous en avons extrait ceux de la figure 236 ; les ellipses pointillées 1 et 2 sont celles d'une distribution Walschaerts, les courbes pleines I et II sont celles du système de M. Delville, pour la pleine marche et pour une introduction faible. Les avantages de la modification sont très sensibles ; ils se traduisent, pour les fortes introductions, par une ouverture plus soutenue de l'admission et de l'échappement et pour les faibles introductions, par une diminution considérable de l'avance à l'échappement et de la compression.

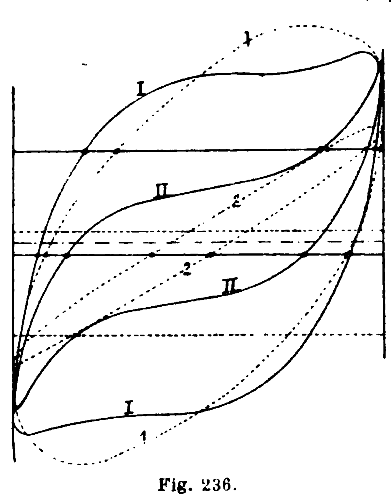


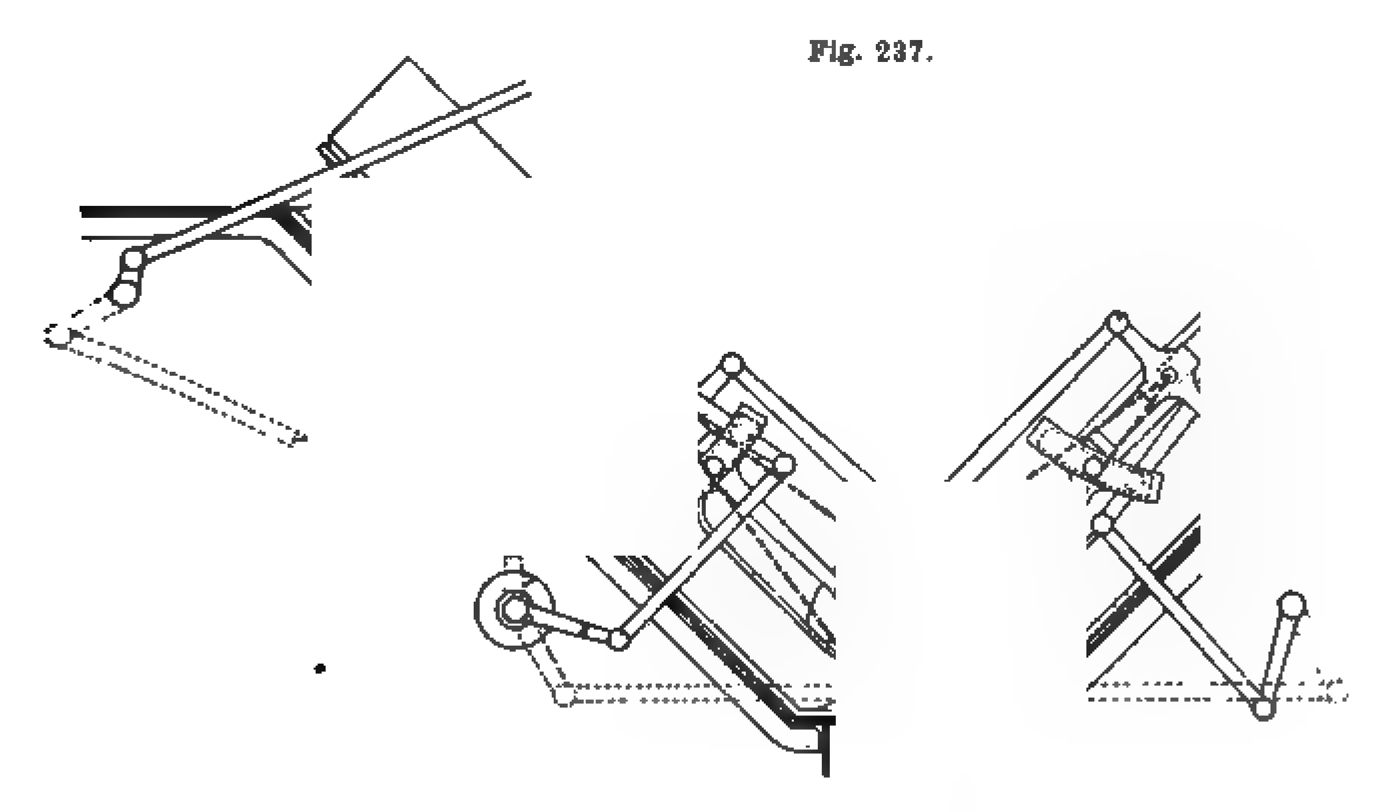
Fig. 236.

Les modifications de *Stévart* [2] laissent intactes les propriétés

(1) Voir la revue *l'Industrie*, 1894.
(2) Les premières applications de ces distributions sans excentriques ont été faites aux machines des plans inclinés de Liége, dont l'étude remonte à 1868.

de la distribution ; elles consistent dans la suppression complète des excentriques dans le cas où l'on a deux machines conjuguées sur deux manivelles à angle droit, ou deux machines à angle droit sur la même

Fig. 237.



manivelle. Le mouvement de l'un des pistons donne à la coulisse de l'autre machine son mouvement d'oscillation (fig. 237). Enfin, M. *Kitson,* de Leeds, s'est servi, pour donner le mouvement d'oscillation à la coulisse, du mouvement transversal de la bielle (1).

97. — *Coulisse de Fink.* — Cette distribution (fig. 238) ne comporte qu'un seul excentrique OE, calé dans un sens opposé à la manivelle; la barre EA est fort courte, de manière à présenter de grandes obliquités et le point A est guidé approximativement sur l'axe OT. Le collier d'excentrique porte une coulisse CC′, dans laquelle se trouve engagé le coulisseau K, qui commande la bielle du tiroir.

Si l'on suppose la manivelle en l'un de ses points morts, la corde CC′ est verticale, il suffit donc de donner à la coulisse le rayon de courbure TK pour réaliser des avances linéaires constantes à tous les crans.

L'étude approximative peut se faire comme il suit : remplaçons le bras courbe de la coulisse par un bras droit A*m* ; l'écart du point

(1) *Engineering,* 1880, 2e sem , p. 159.
Voir aussi la distribution *Bagnall* et *Price,* appliquée à une petite locomotive, *Engg.,* 1904-2-339.

quelconque m, situé à la distance c du point A, se compose de l'écart dû au déplacement horizontal de A, et de l'écart dû à l'inclinaison du

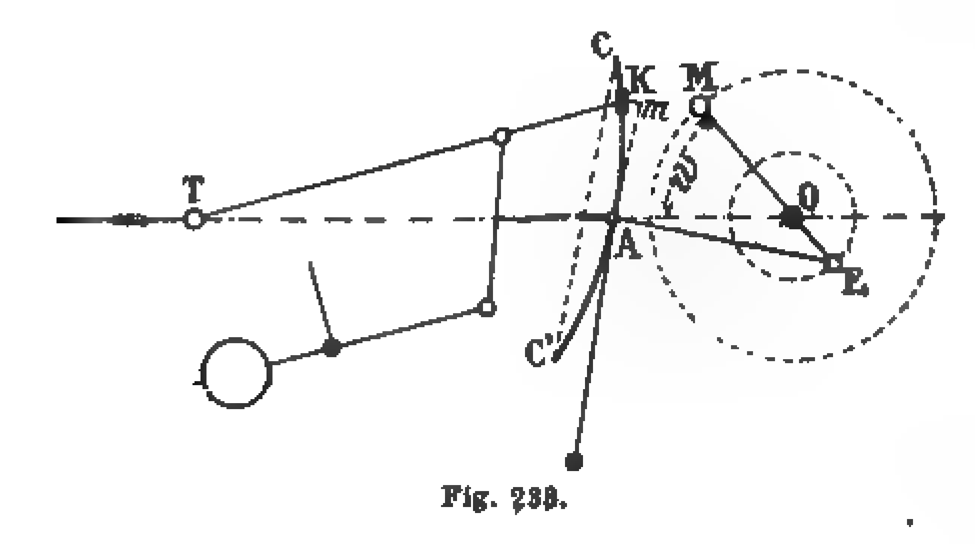


Fig. 238.

bras Am sur la verticale, c'est-à-dire que cet écart a pour valeur, en appelant e l'excentrique, et l la longueur AE :

$$\rho = e \cos \omega + e \frac{c}{l} \sin \omega$$

Cette équation est celle d'une circonférence que l'on obtient en portant (fig. 239) :

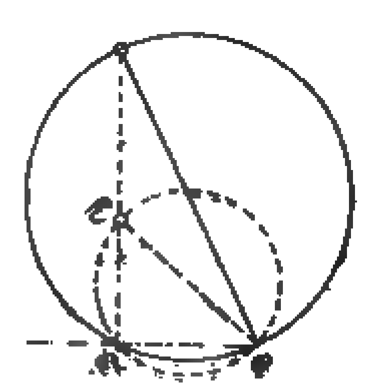


Fig. 239.

$$OA = e$$

$$AE = e \frac{c}{l}$$

La quantité OA est constante, AE est proportionnel au segment com-

Fig 240

pris entre le point milieu de la coulisse et le coulisseau. Le diagramme est donc identique à celui de la distribution Walschaerts.

La courbure donnée à la coulisse n'altère pas sensiblement les écarts, elle a pour but de maintenir fixe le centre de l'oscillation du tiroir aux divers crans.

Dans les machines fixes de *Porter* et *Allen*, on a employé une coulisse Fink à un seul bras, commandant par son extrémité fixe les obturateurs d'échappement, et par le coulisseau les obturateurs d'admission pour des admissions plus ou moins prolongées (fig. 240).

§ IX

Distributions radiales (1).

98. — *Notice historique*. — On a donné ce nom à des distributions dans lesquelles un système cinématique spécial, souvent rattaché à la bielle, sert à donner à l'un de ses points un mouvement elliptique qui est utilisé pour actionner les distributeurs : ceux-ci peuvent être des soupapes ou des tiroirs ; il n'a pas été fait de distributions radiales à valves oscillantes, parce que celles-ci se prêtent beaucoup mieux à une commande au moyen de mouvements oscillants non symétriques.

Les distributions elliptiques ont surtout fait l'objet de nombreuses applications aux locomotives et aux machines marines, dans lesquelles il peut y avoir grand intérêt à disposer la tige du tiroir dans le même plan transversal que la tige de piston.

Le premier système de distribution radiale paraît avoir été celui de *Hackworth*, breveté en 1859 (2). En 1867, *Ch. Brown* a substitué à la

(1) Nous aurions dû, à la rigueur, scinder ce paragraphe, pour en rattacher une partie aux distributions pour un sens de marche et l'autre aux distributions à changement de marche, mais c'est le côté cinématique qui fait le principal intérêt de ces distributions, et leur caractère est assez tranché pour que nous ayons cru devoir les rassembler.

(2) Ch. Brown l'attribue à un ingénieur français, qui l'aurait fait breveter entre les années 1840 et 1850 (*Engg.* 1886-1-61).

coulisse droite de Hackworth une coulisse courbe, pour éliminer les erreurs de la coulisse droite ; le même ingénieur a ensuite emprunté le mouvement de la distribution à la bielle motrice en utilisant son oscillation transversale pour remplacer un excentrique calé à angle droit sur la manivelle, il a fait de ce système d'innombrables applications variées à des machines locomotives. Les distributions radiales de Brown n'ont cependant été bien connues, en dehors de la Suisse, qu'à partir de l'Exposition de 1878 à Paris, où figurait une machine fixe horizontale à soupapes munie de ce genre de distribution, qui fut alors très remarquée.

En 1880, *David Joy* fit connaître en Angleterre le système qui s'y est répandu sous son nom, mais qui est en réalité compris dans les nombreuses combinaisons réalisées par Brown. En 1879, *Bremme*, en Allemagne, et à peu près à la même époque, *Marshall*, en Angleterre, ont commencé à employer une modification du système Hackworth qui consiste à remplacer la coulisse droite par une trajectoire circulaire réalisée au moyen de deux bras parallèles pivotants. Un très grand nombre de modifications ayant avec les systèmes précédents des liens de parenté ont été appliqués aux machines marines à multiple expansion, parce que ces distributions permettent le rapprochement des cylindres. Après cette période d'engouement, on est plutôt revenu à la coulisse ordinaire ou au système Walschaerts, sauf dans des cas spéciaux où il y a un réel avantage à supprimer l'excentrique.

99. — *Systèmes Hackworth, Bremme, Marshall* [1]. — On peut rattacher tous ces systèmes à la même origine théorique.

L'excentrique est parallèle à la manivelle, c'est-à-dire que son angle de calage est nul, mais la direction moyenne de sa barre est normale à la direction moyenne de la bielle motrice, elle s'appuie en un point intermédiaire N (fig. 241), sur une directrice DD, que nous supposerons d'abord fixe et rectiligne. L'extrémité P de la barre commande, par la bielle PV, la tige du tiroir T ; la direction DD rencontre au point I la normale OI à la ligne d'action ; la longueur EN est prise égale à E_0I.

(1) Pour l'étude approximative de ces distributions, nous suivons la marche indiquée par M. *Madamet (Considérations géométriques relatives aux systèmes de distribution, etc.* (brochure, Paris, E. Bernard).

Étudions le mouvement du point V en négligeant l'obliquité de la barre EP, ainsi que de la tringle PV. Les écarts du point V sur l'horizontale sont les mêmes que ceux du point P projeté sur la même direction; or, les mouvements des points E et N dans le sens horizontal peuvent être facilement déterminés.

L'excentrique qui commande le mouvement horizontal de E est OE (fig. 242). Le point N, par suite de son mouvement vertical sur la directrice inclinée, prend des écarts dans le sens horizontal de part et d'autre de I; pour la position M, cet écart est nN, et l'on a :

$$nN = nI \text{ tg } \beta$$

β étant l'angle formé par la directrice avec OI; mais, puisque nous négligeons l'obliquité de la bielle, nI $=$ Ee, et :

$$nN = Ee \text{ tg } \beta$$

L'écart nN s'obtient donc en multipliant par le rapport constant $tg\beta$, l'écart vertical dû à l'excentrique OE, ou bien encore, le mouvement

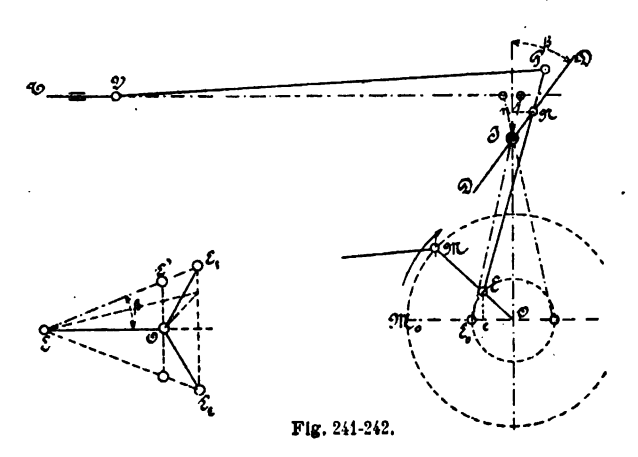


Fig. 241-242.

de N dans le sens horizontal peut être considéré comme produit par un excentrique ayant pour rayon

$$OE \text{ tg } \beta$$

et calé à angle droit sur l'excentrique OE, l'angle étant porté dans le sens du mouvement. Portons cet excentrique en OE′ (fig. 242), en

construisant l'angle β en OEE'. Les deux excentriques qui commanderaient les points E, N sont ainsi OE, OE'. On voit que le mouvement de P s'obtiendra au moyen de l'excentrique fictif OE_1 ; E_1 est choisi par l'égalité :

$$\frac{EE'}{EE_1} = \frac{EN}{NP}$$

Réciproquement, étant donné l'excentrique OE_1 à réaliser pour commander le tiroir, on mènera la ligne quelconque E_1E, OE sera le rayon de l'excentrique réel à caler suivant la direction de la manivelle, l'angle de la directrice sera E_1EO. Il y a une infinité de systèmes qui répondent à la question ; en diminuant l'angle β, on augmente le rayon de l'excentrique, et *vice versa.* Il serait avantageux d'avoir une faible excentricité, mais on tomberait bientôt dans un inconvénient très grave : l'arcboutement du coulisseau N sur la directrice.

Supposons la directrice articulée en I, et donnons-lui différentes inclinaisons, le point E_1 de l'épure se déplacera sur la verticale ; il passera en F_2 si l'angle β change de signe ; nous obtenons donc ainsi un système à changement de marche qui possède les mêmes propriétés que l'un ou l'autre des systèmes examinés au paragraphe précédent. L'*avance linéaire est constante* pour tous les angles de la coulisse, car lorsque la manivelle est au point mort, le point N coïncide toujours avec l'articulation de la coulisse, et le tiroir occupe une position invariable.

L'obliquité de la bielle PV, étant affectée par la position du coulisseau, modifie de quantités plus ou moins grandes l'écart du tiroir; on corrige cette irrégularité en donnant à la coulisse la forme d'un arc de cercle, dont le rayon est lié à la longueur de la bielle PV et aux segments EN, EP ; on pourra du reste déterminer ce rayon par tâtonnements. Avec les éléments tels qu'ils sont imposés par la position relative des pièces principales de la machine, on trouve que la coulisse doit être peu courbée, si on veut obtenir une distribution symétrique sur les deux faces du piston. On réduit le frottement et on écarte le danger d'arcboutement en remplaçant la coulisse par une suspension articulée au pivot A d'un bâti (fig. 243), qui peut tourner autour de I, de manière à réaliser la marche arrière ou toutes les marches intermédiaires,

Dans la pratique, on est obligé de réduire AI pour ne pas rendre ce mécanisme trop encombrant, on obtient ainsi le système *Klug*.

Il est nécessaire de recourir à des tracés de vérification qu'on obtient en cherchant par points la trajectoire de P pour diverses positions de la directrice DD.

Cette recherche peut être facilitée par une méthode due à M. Marbec (1) et qui se base sur les considérations suivantes.

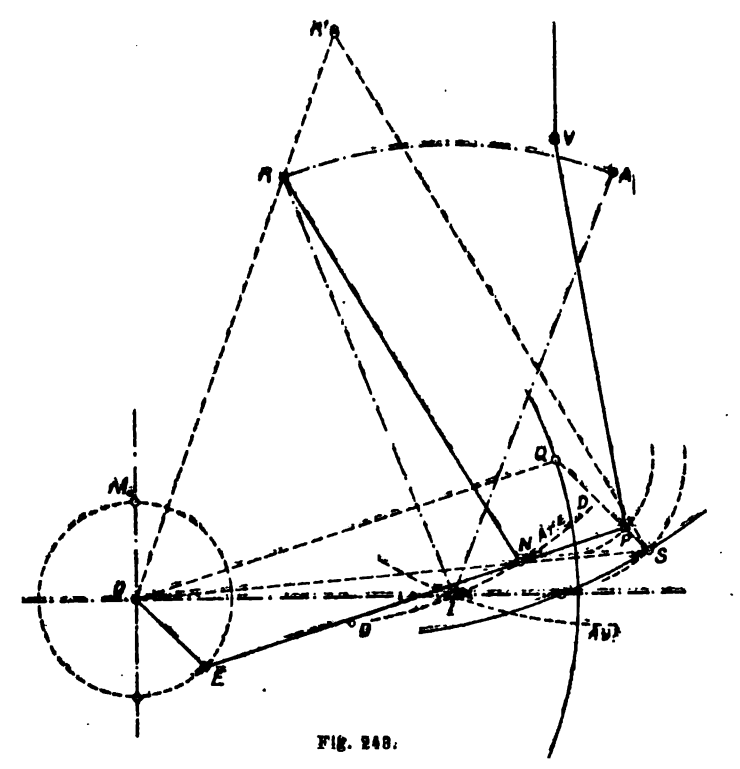


Fig. 248.

Construisons sur la barre EP et le rayon d'excentrique OE, qui sont des longueurs fixes, le parallélogramme OEPQ ; joignons ON et prolongeons cette droite jusqu'à son intersection S avec le prolongement de QP. Le segment PS est dans un rapport constant avec OE, et QS est par conséquent une longueur constante. Les vecteurs ON, OS, qui sont

(1) *Étude du système de distribution Marshall (Annales de l'A. T. Maritime,* 1891), et *Bégaert, mémoire cité).*

en ligne droite, sont aussi dans un rapport constant, et la trajectoire du point S, semblable à celle de N, est un arc de cercle dont le centre se trouve en R′ sur OR prolongé, ce point étant donné par la proportion

$$\frac{OR'}{OR} = \frac{EP}{EN}$$

La distance OQ, égale à EP par construction, est constante, et le point Q se meut sur l'arc de cercle du rayon OQ.

On obtient donc toutes les positions du point P en appuyant la droite QS de longueur constante, sur les deux arcs Q et S et en marquant sur cette droite le point P qui la divise en deux segments invariables.

Cette opération se fait en traçant sur papier calque les circonférences dont une portion est marquée en pointillé dans la figure et en y traçant à l'avance un certain nombre de rayons équidistants qu'on a soin de mettre parallèlement aux rayons OE correspondant aux mêmes divisions quand on oriente le calque sur les arcs Q et S.

On remarquera que la substitution de la directrice courbe D à la coulisse droite laisse les avances constantes, les positions de P étant toujours les mêmes lorsque le point N passe en I.

L'excentrique fictif OE_1 peut s'obtenir au moyen d'un excentrique OE opposé à la manivelle (fig. 244), et d'une directrice inclinée en sens contraire de celle du système précédent. L'articulation P est alors située entre les points N et E (voir l'épure, fig. 245). Ce système, qui est celui de Hackworth lorsque la coulisse est droite, et que Marshall a réalisé avec une directrice courbe, exige une excentricité plus grande que le précédent, ou un angle β plus ouvert.

Lorsque l'excentrique est dans le même sens que la manivelle, comme avec le premier système, il produit des mouvements semblables à ceux de la manivelle, mais d'amplitude moindre. Il est facile de voir que l'on peut, dans ce cas, supprimer l'excentrique, et remplacer le centre E qui donne le mouvement au levier EN, par un point B choisi sur la bielle motrice elle-même (fig. 246). En effet, si nous négligeons l'obliquité de la bielle en ce qui concerne les déplacements horizontaux de ses différents points, nous voyons que le point B décrit une ellipse

dont le grand axe B_0B_1 est égal au diamètre M_0M_1, et dont le petit axe est ce diamètre réduit dans le rapport de CB à CM. Au point de vue des

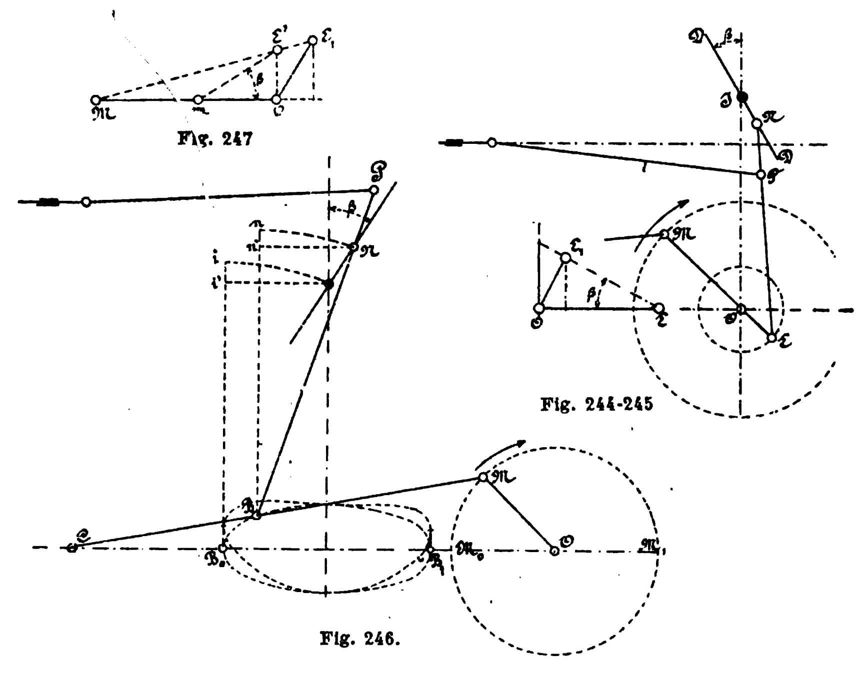


Fig. 247

Fig. 244-245

Fig. 246.

déplacements horizontaux du point N, le mouvement emprunté à la bielle équivaut à celui d'un excentrique calé à angle droit sur la manivelle, et dont le rayon serait :

$$\frac{CB}{CM} \times OM \operatorname{tg} \beta$$

Pour construire l'épure, on portera la manivelle suivant OM (fig. 247), et on choisira le point m de telle manière que :

$$\frac{Om}{OM} = \frac{CB}{CM}$$

On prendra l'angle OmE' égal à β, puis, joignant ME', on choisira le point E_1 sur cette direction prolongée, de manière à satisfaire à la proportion :

$$\frac{ME_1}{EE_1} = \frac{BP}{NP}$$

Pour que l'obliquité de la bielle BP n'amène pas de trop grandes perturbations, l'axe de la tige du tiroir devra être placé fort loin de la ligne d'action CO ; aussi, ce système de distribution ne convient sous cette forme qu'à des machines à renvoi par balancier, ou à des moteurs marchant habituellement dans un sens ; il devient possible, dans ce dernier cas, d'obtenir pour la marche habituelle une distribution acceptable, en adoptant des recouvrements différents pour les deux lumières.

Dans le cas d'un renvoi par balancier, l'épure doit d'ailleurs être modifiée pour tenir compte du changement de signe des déplacements du piston, et le point P doit être situé entre B et N, mais une autre modification intervient, car le pied de la bielle décrit un arc de cercle, et altère la trajectoire du point B dans un sens favorable à la correction de l'obliquité de BN.

On peut considérer l'emploi du balancier comme exceptionnel, le système n'a été appliqué qu'à de petites locomotives spéciales. Pour les machines à action directe, les perturbations dues aux obliquités exigent un correctif que *Brown* avait appliqué à de petites machines verticales (obtenant ainsi le système produit plus tard par Joy) et à un moteur horizontal à soupapes.

L'effet de l'obliquité du levier BN (fig. 246), est d'altérer plus ou moins la hauteur à laquelle le coulisseau N est renvoyé par suite du

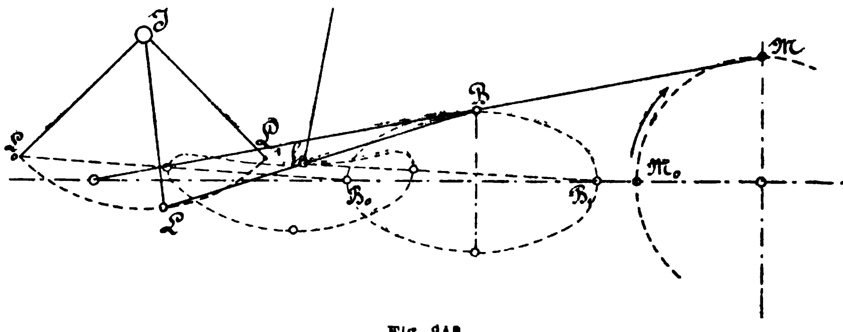


Fig. 246.

mouvement vertical de B ; l'erreur pour la position de la figure est nn', elle serait ii' au point mort, où elle atteint son maximum ;

pour la corriger, il suffirait, par exemple, de déformer la trajectoire à laquelle le mouvement de B est emprunté, de manière à la relever aux points morts B_0B de la quantité ii', en laissant le petit axe invariable ; mais cette condition n'est pas nécessaire, on peut trouver beaucoup de courbes donnant de bonnes solutions.

Dans l'un des dispositifs de Brown, la déformation de la trajectoire est obtenue au moyen d'une bielle secondaire LB (fig. 248), suspendue par l'extrémité L à un levier oscillant autour du pivot fixe I ; c'est un point *l* de ce levier qui est utilisé.

Dans l'autre disposition, d'un aspect plus symétrique, employée à peu près exclusivement par la suite et connue en Angleterre sous le nom de distribution Joy, la bielle secondaire BL est dirigée autrement (fig. 249) ; son extrémité L décrit un arc de grand rayon, coïncidant

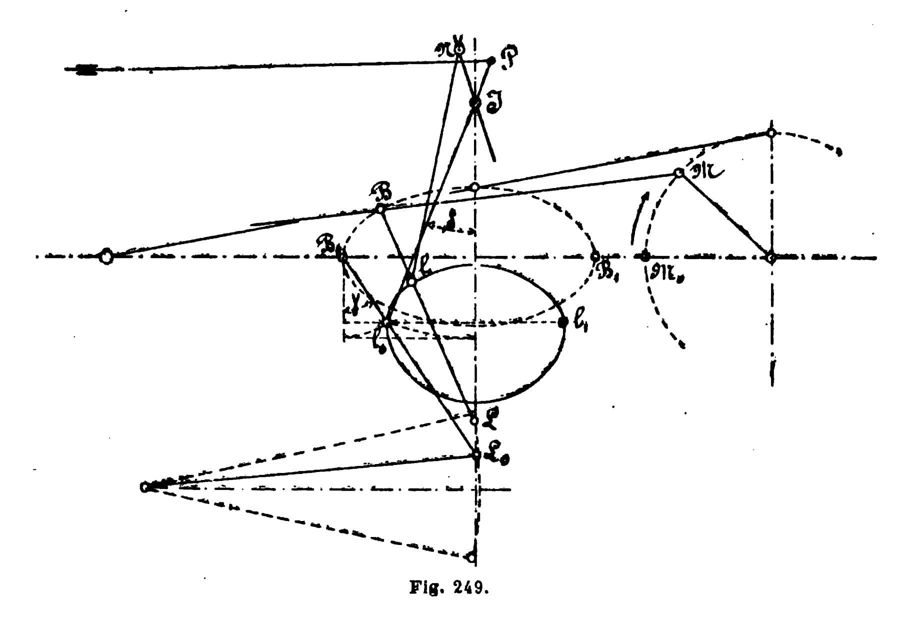


Fig. 249.

pratiquement avec le petit axe prolongé de l'ellipse du point B ; le point *l*, situé à peu près au tiers de BL à partir de B, commande la distribution. Brown a généralement employé, pour guider le point N, un système articulé analogue au parallélogramme d'Evans, tandis que les distributions de Joy ont une coulisse en arc de cercle.

Dans cette seconde disposition, l'amplitude horizontale de la trajectoire de l est :

$$l_0 l_1 = B_0 B_1 \times \frac{Ll}{LB}$$

L'amplitude verticale est la même que celle du point B.

C'est l'obliquité du membre Bl qui corrige celle du segment lN ; on devra donc avoir :

$$B_0 l_0 (1 - \cos \gamma) = l_0 I (1 - \cos \delta)$$

Il est très facile de trouver l'épure approximative de la distribution en cherchant l'excentrique fictif qui commande le point P. Nous avons fait remarquer [1] qu'en choisissant un second point situé au delà de P sur le levier lN, on réaliserait un excentrique fictif capable de conduire un tiroir de détente.

100. — *Observations pratiques.* — Les distributions radiales présentent une certaine analogie avec le système *Walschaerts* ; le levier que l'on retrouve dans toutes les variétés décrites joue évidemment le même rôle que le levier d'avance, mais il sert en outre à donner au

(1) *Etude sur les distributions sans excentriques.* (*Annales de l'Association des Ingénieurs de Gand*, t. VII, 1883-84, p. 161.)

Bonjour a réalisé un système de distribution dans lequel le tiroir principal et les tasseaux de détente prennent leur mouvement sur un même collier d'excentrique, un point de celui-ci étant astreint à parcourir une directrice déplacée par le régulateur (*Revue technique de l'Exposition* de 1889) ; on peut en effet obtenir de cette manière une distribution irréprochable au point de vue cinématique, mais qui exige un régulateur d'une puissance très grande. Ce système de Bonjour se rattache aux distributions radiales, à part les corrections dues aux obliquités ; il est tout à fait différent de celui que le même inventeur a produit plus tard et qui est décrit au nº 79.

Voir pour une étude plus complète des distributions radiales : *Engineering*, 1880, 2e sem., p. 127 (*Marshall*), idem., p. 271 (Diverses dispositions avec notice historique, par *Ch. Brown*), idem., p. 139 (*Joy*) ; 1881, 2e sem., p. 460 (Étude théorique au moyen du diagramme polaire) ; 1882, 1er sem., p. 582 (Distribution *Klug*) ; 1885, 1er sem., p. 511 (Distribution *Kirk*) ; idem., p. 667 (Distribution *Morton*) ; 1885, 2e sem., p. 376 (Modification du système *Joy*) ; 1886, 1er sem., p. 61 (*On some Modern Valve Gear*, par *Otto Grunger*, de New-York) ; 1896, 2e sem., p. 104 (Distribution *Bryce Douglas*) ; id., p. 279, 359 (*Radial Valve Gears*, étude théorique analysant un grand nombre de dispositions) ; 1887, 1er sem., p. 564 (locomotive *Worsdell* avec distribution *Joy*) ; 1888, 2e sem., p. 330 (*Payton*) ; 1889, 1er sem., p. 656 (locomotive *Webb* avec distribution *Joy*).

Zeitschrift des V. D. I., 1893 ; *Diagram fur Lenkersteuerungen*, par *C. Oertling*, p. 332 ; *Verbundsteuerungen*, par *L. Fraenzel*, p. 611 et 730.

A. Fliegner, traduit par *Paul Hoffet* (ouvrage cité p. 244).

G. Bauer. — *Berechnung und Konstruktion der Schiffsmaschinen.*

H. Wilda. — *Die Schiffsmaschinen.*

tiroir le mouvement partiel qu'il tire de l'excentrique dans le système Walschaerts ; la coulisse oblique ou les leviers articulés qui la remplacent constituent un moyen simple de renvoyer le mouvement transversal de l'excentrique ou de la bielle dans le sens de la tige du tiroir. On remarquera que le mode de renvoi par coulisse, très séduisant par sa simplicité, ne peut être employé que dans certaines limites d'inclinaison ; tandis que, dans les systèmes ordinaires, le déplacement du coulisseau dans la coulisse est un mouvement exceptionnel que l'on produit seulement lors du renversement de marche, ce glissement est, dans les distributions radiales, le déplacement habituel ; la coulisse demande donc une lubrification abondante et de grandes surfaces frottantes afin de diminuer l'usure ; il faut de plus que dans ses positions extrêmes son inclinaison soit modérée [1]. Pour les machines à grande vitesse, il y aurait lieu également d'analyser les forces d'inertie auxquelles donne lieu l'attirail rattaché à la bielle ; ces forces produisent en tous cas une fatigue de cette pièce.

§ X

Distributions par déclenchement.

101. — *Notice historique.* — L'ingénieur américain *Sickels* fit breveter en 1841 un système de distribution appelé détente par distribution libre, que *Hogg* appliqua à peu près à la même époque à la machine du bateau *South-America.* Dans ce système, les soupapes d'admission, soulevées par la machine, étaient déclenchées par le contact d'un coin dont le machiniste pouvait faire varier la position ; ce mécanisme avait une certaine analogie avec la commmande des soupapes

(1) Dans les locomotives, ces divers points demandent une sérieuse attention ; par temps sec, la poussière de ballast s'attache sur les surfaces onctueuses, l'angle du frottement augmente, et il peut y avoir arcboutement ; l'effort se reporte alors à peu près au milieu de la bielle et y produit un grand moment fléchissant qui peut la fausser et qui a quelquefois causé des ruptures.

d'admission des machines Nolet (111). Sickels modifia ce dispositif plus tard, mais c'est à Corliss (1) que l'on doit le déclenchement par le régulateur ; la première machine de ce système fut construite en 1848, et l'invention fut brevetée l'année suivante. Un très grand nombre de systèmes de commande se sont succédés depuis lors, mais on y retrouve les mêmes principes. Corliss a d'ailleurs complètement remanié la machine à vapeur au point de vue organique et constructif ; on lui doit les nombreuses formes de bâtis pour machines horizontales, verticales, à balancier, combinés rationnellement pour équilibrer les réactions ; il a refondu la distribution et la disposition du cylindre avec l'objectif de réduire l'espace nuisible, d'obtenir des mouvements rapides d'ouverture et de fermeture des obturateurs par des dispositions cinématiques spéciales, et enfin de mettre l'introduction sous le contrôle du régulateur. Ce dernier perfectionnement était déjà réalisé, au moins en France, par les machines de Farcot, mais d'une manière différente.

Les changements que Corliss a apportés à la machine à vapeur ont pour ainsi dire créé une nouvelle voie ; les constructeurs européens ont étendu les principes des machines à déclenche et en ont diversifié les modifications à l'infini ; quelques-uns même ont créé des types entièrement originaux et qui ont fait école ; on peut citer en première ligne la machine à soupapes de la maison Sulzer, créée par Ch. Brown vers 1867, et qui n'a subi depuis lors que peu de changements.

102. — *Principe des distributions par déclenchement.* — Les obturateurs d'admission sont ouverts par la machine, mais au moment où ils doivent se fermer, leur liaison avec les organes de commande est rompue, et ils obéissent à un moyen de rappel énergique (contrepoids, ressort, piston) ; ils restent fermés jusqu'au moment où ils sont repris à nouveau par le mécanisme qui doit les ouvrir. Les obturateurs d'échappement restent constamment sous la dépendance de la machine, et leur mouvement n'est pas influencé par le régulateur.

(1) G.-H. Corliss, né à Easton (Washington), en 1817, mort en 1888 à Providence, où se trouvaient ses ateliers. *Inglis* et *Spencer* ont construit des machines à déclenchement en Angleterre dès 1863, mais la première machine Corliss américaine a été importée sur notre continent en 1867, lors de l'Exposition de Paris ; c'est à cette époque que plusieurs maisons commencèrent sa construction en Europe.

Le régulateur intervient donc pour rompre la liaison entre les valves d'admission et leurs organes de commande liés desmodromiquement à la machine ; ce résultat est obtenu au moyen d'un déclic équivalent aux détentes employées en horlogerie, et que le régulateur, suivant sa position, déclenche plus ou moins tôt. Il ne faut, pour opérer le déclenchement, qu'un effort insignifiant, et l'on peut donc employer des régulateurs peu énergiques sans que leur sensibilité devienne insuffisante.

Comme conséquence de ce principe, les obturateurs d'échappement doivent être séparés de ceux de l'admission ; il faut de plus que les deux obturateurs d'admission soient distincts, c'est-à-dire que les systèmes à déclenchement comportent forcément quatre obturateurs.

On a cependant appliqué la fermeture par déclenchement aux distributions par tiroirs composés du genre Meyer ; le tiroir principal reçoit son mouvement invariable habituel, et chacun des tasseaux est libéré en temps voulu par un déclic ; mais ce système, qui n'a du reste été employé que pour des machines de dimensions modérées, a été abandonné.

La déclenche peut s'adapter aux valves de tous systèmes possédant un mouvement alternatif (tiroirs plans ou cylindriques, valves oscillantes, soupapes équilibrées).

Radinger a établi la classification suivante, à laquelle on peut rapporter tous les systèmes :

PREMIER GROUPE	Les organes liés à la machine commandent les valves par une pièce mobile légère qui forme le déclic.	*Premier genre :* Le déclic est articulé aux organes liés desmodromiquement à la machine *(Corliss)*.
		Deuxième genre : Le déclic est porté par les pièces liées à l'obturateur (*Corliss*).
DEUXIÈME GROUPE	Les organes liés à la machine entraînent les valves par le contact de deux pièces ou butoirs, l'un est rattaché à la commande, l'autre est relié aux valves.	*Premier genre :* Le régulateur modifie la trajectoire du butoir rattaché aux pièces dépendant de la machine *(Sulzer)*.
		Deuxième genre : Le régulateur modifie la trajectoire du butoir rattaché aux valves.

Il serait facile de trouver, parmi des systèmes connus, de nombreux représentants des quatre genres, mais nous n'étudierons que les plus répandus, le lecteur généralisera facilement leurs dispositions.

103. — *Machines Corliss.* — Les forces de rappel étaient primitivement empruntées à des contrepoids ([1]), mais on n'a pas tardé à les remplacer par des ressorts, dont l'énergie peut être fort grande. Le type de 1867 comportait deux ressorts à lames, qui ont été conservés longtemps par MM. *Lecouteux et Garnier* ([2]). Au fur et à mesure que la vitesse a augmenté, le temps de fermeture devenant plus petit, il a fallu augmenter la puissance des moyens de rappel ; c'est généralement un piston actionné par la pression atmosphérique qu'on emploie dans les machines à valves. On fait quelquefois usage de pistons pressés par la vapeur.

Type à ressorts. — Dans le système de 1867, dit à lames de sabre, la barre d'excentrique communique au plateau P (fig. 250) un mouvement d'oscillation autour du pivot fixe I. Ce plateau présente deux articulations e, e_1 (une sur chaque face), pour la commande des valves d'échappement placées à la génératrice inférieure du cylindre, et deux articulations a, a_1, pour la commande des obturateurs d'admission. Prenons, par exemple, l'articulation a destinée à manœuvrer la valve A ; elle est reliée par la bielle b à un levier L, pivotant autour de son extrémité inférieure M, l'articulation M est fixe et portée par le bâti ; le levier L porte à son sommet la clenche N, qui, dans son mouvement de droite à gauche, commande la tige t et la bielle b' de manière à ouvrir le distributeur en temps voulu. La tige t est sollicitée vers l'arrière par la bielle b'', rattachée au ressort R ; aussitôt que l'extrémité avant de la clenche est soulevée, l'obturateur est ramené à la fermeture par le ressort R, le régulateur place le heurtoir H dans une position qui dépend de la vitesse, la clenche est donc soulevée

(1) Le contrepoids ne peut prendre, lorsqu'il est libre, que l'accélération de la pesanteur ; pour obtenir un mouvement de fermeture de plus en plus rapide, le poids doit être attelé de plus en plus près de l'axe de rotation de la valve, mais comme il doit vaincre les frottements et produire l'accélération des pièces, il doit être de plus en plus lourd et il deviendrait bientôt inapplicable.

(2) *Revue technique de l'Exposition de* 1889, 6e partie, t. II, pl. 15-16. Plusieurs machines de ce type étaient encore exposées à Paris en 1900, notamment par la maison Garnier et Faure-Beaulieu.

plus ou moins tôt ; si le heurtoir H est assez haut, la clenche ne l'atteint pas pendant le mouvement de la valve, et par conséquent, il n'y a pas déclenchement.

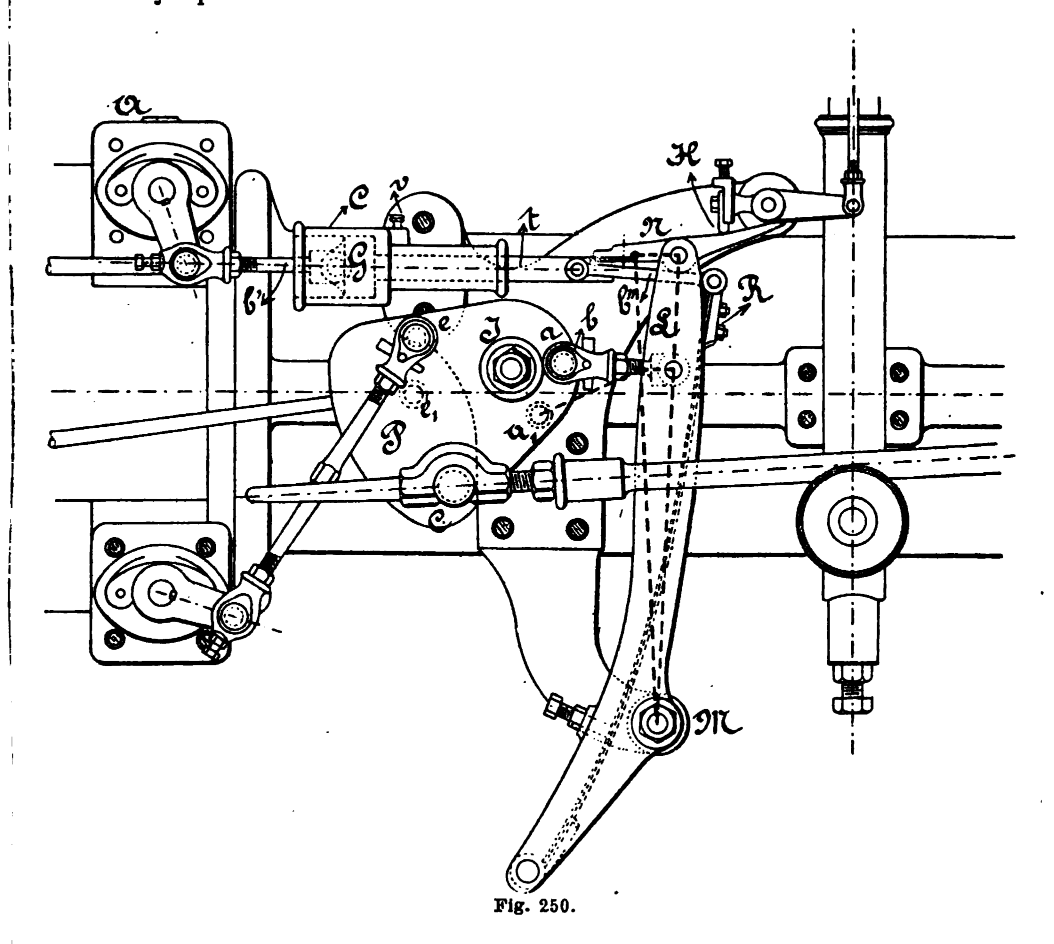


Fig. 250.

Le piston G, qui se meut à frottement doux dans le cylindre fixe C, sert à la fois de guide et d'amortisseur du choc ; pendant le mouvement d'ouverture du distributeur, il aspire de l'air derrière lui, cet air est chassé brusquement lors du déclenchement ; on règle d'ailleurs l'entrée, et par conséquent la sortie de l'air, au moyen d'une ou de plusieurs soupapes coniques *v*.

Type à plateau central. — Le système à plateau central (fig. 251), comporte d'assez nombreuses variétés [1].

Le plateau pivote autour du point I et reçoit en C la commande de la barre d'excentrique ; les articulations B, B′ servent à actionner les obturateurs de l'une des extrémités du cylindre ; les articulations B_1 B'_1 remplissent le même rôle pour l'autre extrémité. Considérons la valve d'admission V de la face avant ; elle est sollicitée à se fermer par le piston du *dash-pot*, sous lequel règne le vide, et par la liaison *b* qui établit sa solidarité avec ce piston. L'ouverture de la valve soulève le piston du *dash-pot;* pour la fermer, il suffit d'abandonner ce piston à lui-même ; la bielle de commande B est terminée par la fourche oscillante F, dont le jeu produit le déclenchement (Voir n° 108, fig. 260).

Type à plateau modifié [2]. — Le plateau est évidé et notablement agrandi (fig. 252), il reçoit en C la commande de l'excentrique, et pivote autour de I ; les articulations D et D_1 commandent l'échappement, A et A_1 commandent l'admission. L'articulation A attaque par la bielle *b*, le levier coudé LL′ qui tourne follement sur le support de l'axe de la valve V ; la valve est commandée par le bras B, constamment sollicité vers le bas par le *dash-pot* non représenté, mais dont la bielle est remplacée par une flèche ; ce bras est terminé par un bec à arête vive que vient saisir l'encoche pratiquée dans le cliquet L′*c* ; celui-ci tourne autour de L′, il tend à rester en prise par l'action du ressort *r*, mais il suffit d'un léger effort pour le dégager, et c'est le régulateur qui règle l'instant de ce dégagement ; à cet effet, son manchon modifie, par la tringle *t*, l'inclinaison du levier O*n*, un petit bras à coulisse *nn*′ est articulé en un point *n* de ce levier, et le cliquet L′*c* porte un bouton qui s'engage dans cette coulisse. Suivant que le point *n* est plus ou moins maintenu vers la gauche par le régulateur, le bouton du cliquet atteint plus ou moins vite le fond de la coulisse du bras *nn*′,

(1) Les articulations B et B′, B_1 et B'_1 sont quelquefois réunies.

(2) Les concessionnaires de Corliss ont commencé à adopter ce type vers 1885, la machine exposée par le Creusot à Paris en 1889, appartenait à ce système qu'on ne construit plus aujourd'hui, mais qui présente de l'intérêt par l'exagération de ses mouvements dissymétriques.

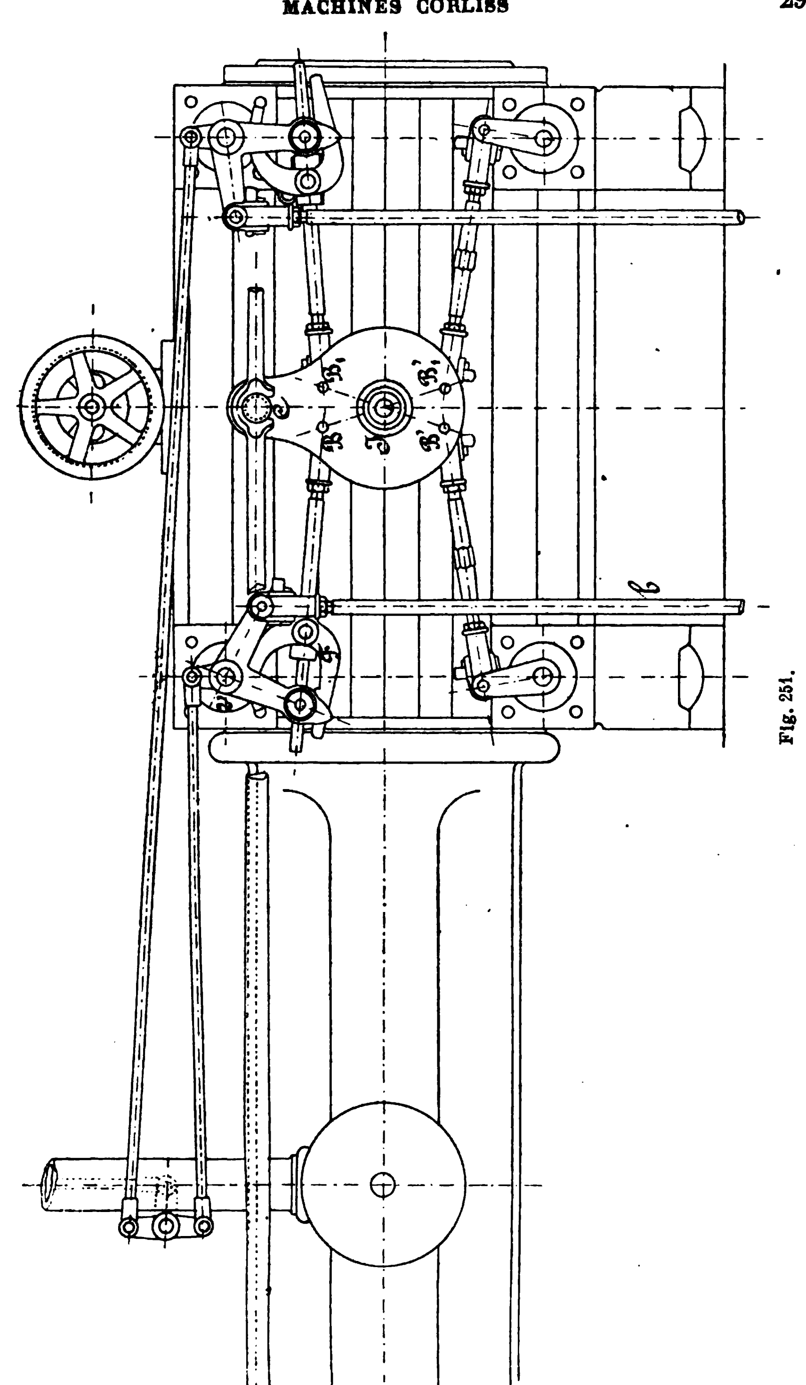


Fig. 251.

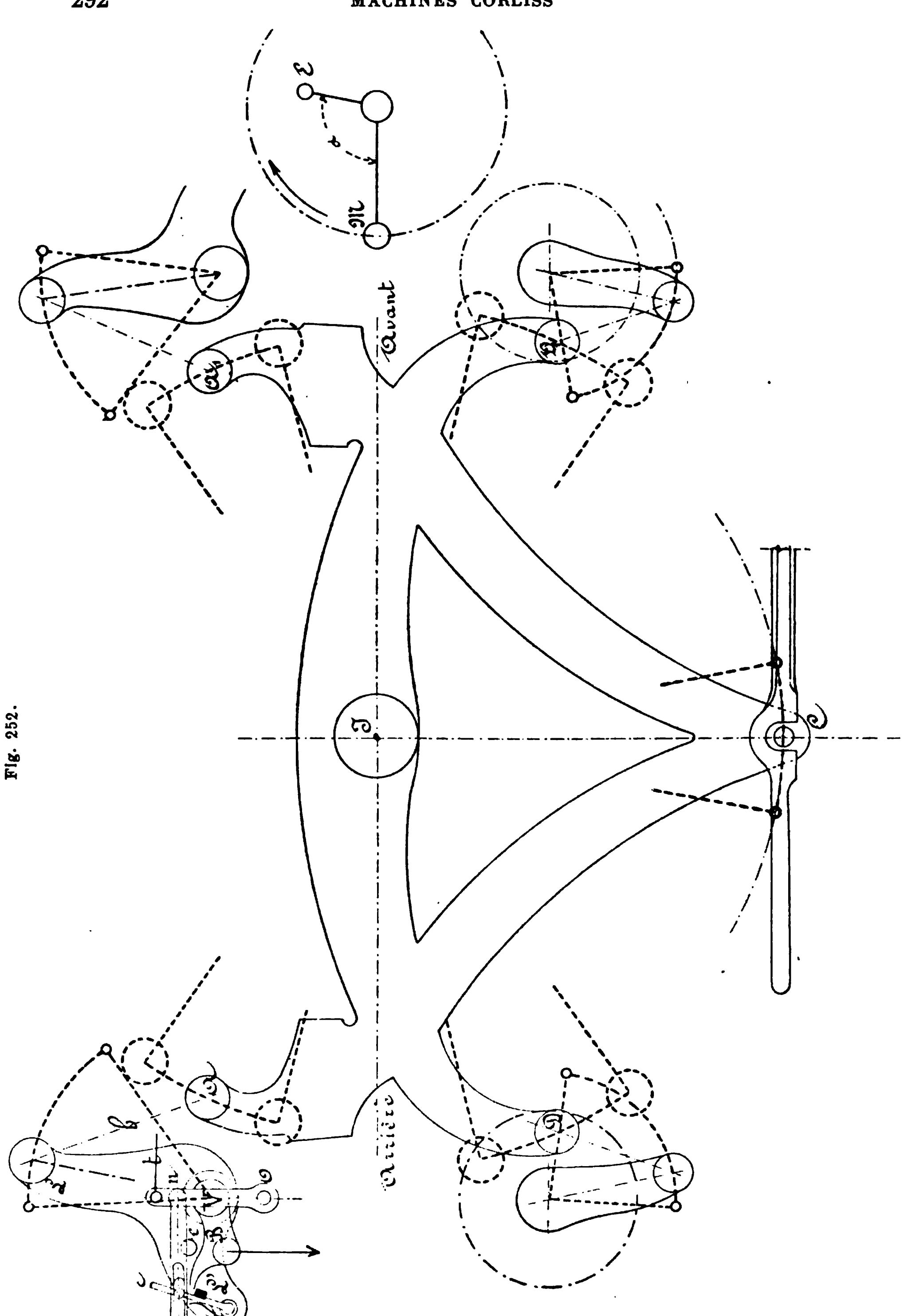


Fig. 252.

et le déclenchement se produit plus ou moins tôt; c'est la position relative des centres n et V qui règle l'instant du déclenchement.

Pour éviter que les valves ne restent ouvertes en cas de grippement, le levier coudé LL' porte un ergot e qui force le bras B à redescendre; la machine donne alors une pleine admission. Cette disposition peut être appliquée à tous les systèmes.

104. — *Épures de distribution.* — Si l'on suppose que le régulateur n'agit pas, tous les mouvements des valves restent solidaires de ceux de l'arbre; on peut donc, pour un certain nombre de positions équidistantes de la manivelle, trouver les positions correspondantes de l'arête active de chacune des valves, et construire une épure elliptique (ou sinusoïdale, ou polaire) dans laquelle on porte en abscisses les positions du piston, et en ordonnées les déplacements développés

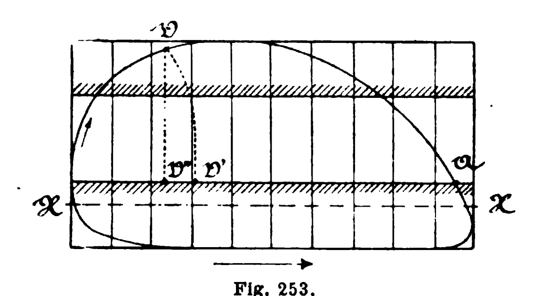


Fig. 253.

de l'arête de chacune des valves [1]. On prendra pour l'origine de ces déplacements, la position de l'arête correspondant à la position moyenne de l'articulation commandée par la barre d'excentrique; chacune des valves possède, pour cette position, un certain recouvrement que l'on portera sur l'épure. Ainsi, la figure 253 est l'épure de l'une des valves d'admission du système représenté par la figure 252; les écarts sont comptés à partir de la ligne XX. La largeur de la lumière est comprise entre les parallèles marquées de hachures; la valve dépasse donc notablement la lumière dans son mouvement d'ouverture, ce qui n'existe pas du reste dans toutes les machines. Lorsque le régulateur n'agit pas, l'introduction reste ouverte jusqu'au point A, c'est-à-dire

(1) A la rigueur, il serait plus exact de porter en ordonnées, à partir de la ligne qui représente le recouvrement, les *cordes* des arcs d'ouverture, mais le résultat est peu différent.

à peu près pendant toute la course ; lorsque le régulateur produit le déclenchement en un point tel que D, l'ouverture se ferme suivant une loi très rapide, DD', par exemple ; si on supposait instantanée l'action du *dash-pot*, on trouverait DD" pour la loi de fermeture.

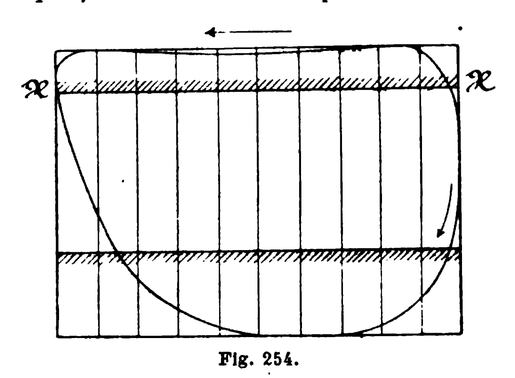


Fig. 254.

La figure 254 représente l'épure de l'un des obturateurs d'échappement de la même machine, les ouvertures sont comptées vers le bas, à partir de la ligne XX ; il n'y a pas de recouvrement intérieur ; l'épure fait ressortir l'inégalité des écarts positifs et négatifs, l'avance linéaire à l'échappement est considérable, et la compression est presque nulle.

105. — *Loi des écarts*. — Les deux épures présentent, à un degré plus ou moins marqué, les caractères suivants : 1°) le trajet parcouru par les valves pendant leur mouvement de fermeture à partir de l'axe XX est beaucoup plus faible que le trajet correspondant à l'ouverture ; il est évident qu'on se rapproche ainsi des conditions idéales, car le distributeur ne devrait pas, à la rigueur, franchir les lumières après qu'il les a recouvertes ; 2°) le mouvement des valves est extrêmement ralenti et même il est pratiquement arrêté pendant une grande fraction de la course lorsque les obturateurs ont atteint leur recouvrement maximum, ils ne donnent plus lieu alors à aucun frottement.

Ces modifications à l'ellipse des écarts sont obtenues par un choix convenable de la position des articulations AA_1, DD_1 du plateau, relativement aux trajectoires des points tels que L (cet effet est le même que celui qui a été signalé au § V (n° 89) du présent chapitre.

L'inégalité des écarts n'est pas toujours aussi grande que dans le système que nous avons choisi à dessein pour la rendre plus sensible ; elle n'est obtenue qu'en donnant à la bielle *b* des positions qui se rapprochent beaucoup de l'axe de rotation V du levier LL', les efforts sur cette bielle et sur les oreilles des leviers et du plateau sont considérables pour ces positions, surtout lorsque le graissage des valves est défectueux ; on ne devra donc user que dans une juste mesure du moyen employé ci-dessus pour que la loi s'écarte de l'ellipse.

106. — *Limite de l'introduction.* — Le maximum de l'écart pour l'admission se produit avant le milieu de la course, lorsque le centre de l'excentrique E est dans la position extrême (fig. 252) ; cet état de choses résulte de ce que l'angle de calage α est supérieur à l'angle droit ; si d'ailleurs il n'en était pas ainsi, et que l'angle α fut aigu, le même excentrique ne pourrait plus commander l'échappement (1).

On pourrait, à la rigueur, supprimer tout recouvrement aux quatre valves, et adopter $\alpha = 90$ degrés, mais lorsque le piston serait en l'un de ses points morts, les valves fermeraient les lumières arête pour arête, l'introduction en cas de non déclenchement aurait lieu pendant toute la course, la moindre erreur donnerait lieu à une fuite directe à l'échappement, il n'y aurait plus d'avance à l'échappement ni de compression. Pour cette raison, *lorsque le même excentrique conduit à la fois les obturateurs d'admission et ceux d'échappement, son angle de calage doit être supérieur à l'angle droit* (2).

Si l'on remarque que le déclenchement ne peut se produire que dans le mouvement d'ouverture du distributeur, alors que les écarts n'ont pas atteint leur maximum, on voit que le déclic fonctionnera au plus tard au milieu de la course du piston ; si, à ce moment, il n'avait pas fonctionné, l'admission aurait lieu à peu près pendant toute la course. Pratiquement, l'angle de calage étant supérieur à l'angle

(1) Pour s'en assurer, on pourra tracer l'épure de la valve d'échappement correspondant à ce cas, on trouvera qu'un recouvrement négatif serait d'abord nécessaire pour qu'il n'y eût pas retard à l'échappement et ensuite que l'échappement se prolongerait au delà de toute la course rétrograde.

(2) Il peut arriver que, par suite d'une inversion de plus ou de moins due à la disposition des renvois, l'excentrique doive être calé à l'opposé de la position qu'il occupe dans l'exemple choisi, mais le raisonnement s'applique alors à l'excentrique fictif coïncidant avec notre excentrique réel.

droit, et d'autant plus que l'on veut réaliser des compressions plus prolongées, le déclic ne fonctionne plus au delà de 35 à 40 pour cent de la course du piston ; la limite de la fermeture est un peu retardée par suite du temps nécessaire au rappel.

Pour les machines compound surtout, il y a de sérieux inconvénients à ne pouvoir prolonger l'introduction au petit cylindre, puisque le moteur arrive plus rapidement à sa limite de charge ; ces inconvénients existent aussi dans l'ancien système de Farcot (87). Lorsque les machines portent accidentellement une charge qui exigerait une introduction supérieure à la limite pour laquelle le déclenchement se produit, il y a de temps en temps une admission à pleine course, et la marche devient irrégulière.

107. — *Moyens de prolonger l'introduction* (1). — *Premier moyen.* — On emploie deux excentriques, l'un manœuvre les valves d'introduction, l'autre attaque les valves d'échappement ; ce dernier est calé sous l'angle ordinaire, tandis que le premier fait avec la manivelle un angle aigu. Si l'on trace l'épure du mouvement de la valve d'admission, on constate qu'elle prend la forme de la figure 255 ; le

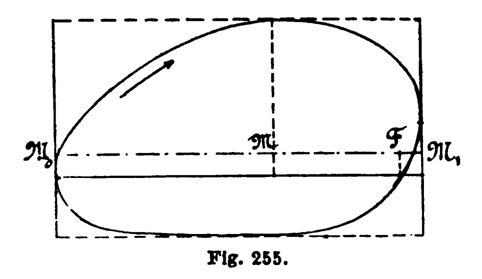


Fig. 255.

recouvrement est négatif, le maximum de l'écart se produit lorsque l'excentrique est au point mort, le piston a dépassé alors le milieu de la course, le déclenchement peut donc avoir lieu pour tout le parcours M_0 M, mais cette solution entraîne un inconvénient : en cas de grippement de la valve ou de dérangement du dash-pot, le rappel

(1) M. *Stanwood*, de Cincinnati, a proposé un moyen ingénieux de prolonger l'introduction, mais qui paraît difficile à réaliser. (*Engineering*, 1891, 2e sem., p. 732.)

ne peut avoir lieu, l'admission reste ouverte pendant la partie M_1F de la course rétrograde, et la vapeur passe directement à l'échappement. Il est à remarquer que, dans ce cas, on ne peut assurer la fermeture de la valve en temps voulu au moyen de l'artifice indiqué à propos du type à plateau modifié (103), car l'ergot ne peut ramener la position de fermeture qu'au point F.

Le principe du double excentrique pourrait être appliqué de bien des manières en utilisant les systèmes articulés qui donnent des excentriques fictifs, nous croyons inutile d'y insister.

Deuxième moyen. — On parvient, par une modification du déclic, à produire le déclenchement pendant la période de fermeture de la valve, alors que les écarts diminuent; *Farcot*, *Lecouteux* et *Garnier*, *Stoppani* (1) ont eu recours à cette solution. Nous ne décrirons que le déclic de Farcot, tous les autres étant basés sur des principes analogues. Dans les figures 256-257, B est la bielle de commande articulée

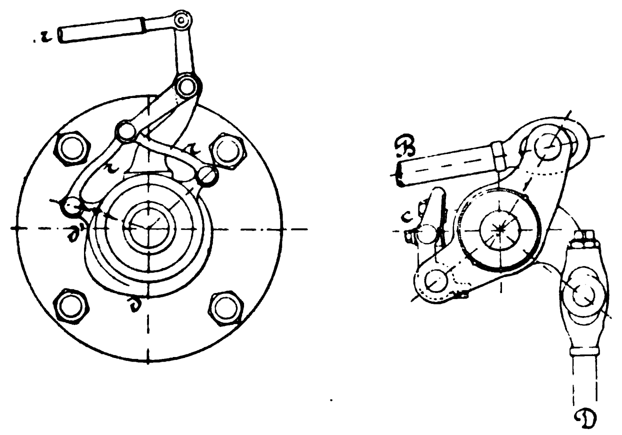


Fig. 256-257.

sur un plateau central dépendant de la machine, D est la bielle de rappel, *c* le cliquet, muni d'un talon latéral, qui s'appuie sur la came excentrée *d'* et produit le déclenchement; la came *d'* est commandée par les connexions *r* avec le régulateur. Pour les fortes admissions, la came *d'* s'efface derrière la came *d* qui se meut en sens contraire; le

(1). Voir *Haton de la Goupillière, Cours de Machines*, T. II, et la *Revue de l'Exposition de* 1889.

talon du cliquet, dont la saillie n'est maintenue que par un ressort à boudin, rencontre la face *latérale* de la came *d* pendant le mouvement d'ouverture ; cette face étant taillée en plan incliné, le talon s'efface et ne reprend sa saillie primitive qu'après avoir dépassé le profil *d*, lequel produit le déclenchement pendant le mouvement de fermeture du distributeur. La complication du système est assez grande, mais elle ne porte que sur des organes peu importants et de fatigue à peu près nulle.

Troisième moyen. — On arrive à produire le déclenchement en un point quelconque de la course au moyen du déclic que la maison Sulzer a adapté à ses machines à soupapes depuis 1878 (110). M. Frikart a employé (depuis 1885, à notre connaissance) un dispositif semblable pour les machines Corliss.

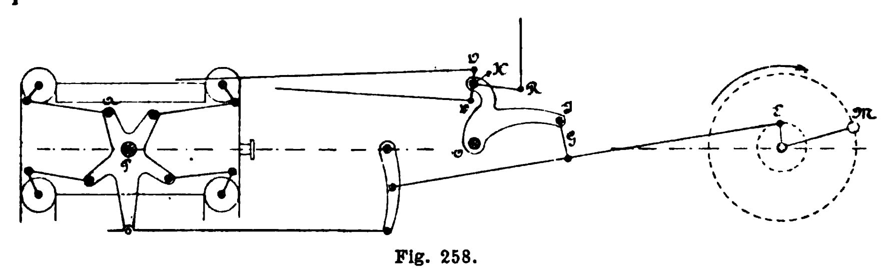


Fig. 258.

Le plateau P (fig. 258 et 259) commande par l'articulation A le levier oscillant Ll_1, qui tourne follement autour du même axe géométrique V que la valve ; celle-ci est commandée par le bras B pour l'ouverture, et rappelée par le *dash-pot* qui agit sur le bras B_1, pour la fermeture ; les deux bras BB_1 forment une même pièce calée sur l'axe de la valve. La solidarité est établie entre les points L_1 et B par le cliquet coudé cc_1 ; le contact entre la branche *c* et le bras B a lieu par un arc de cercle décrit de L_1 comme centre, de sorte que l'on peut imprimer au point c_1 un mouvement de rotation relatif autour de L_1 sans influencer la posi-

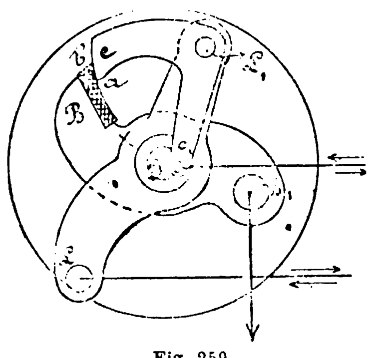


Fig. 259.

tion de la valve ; mais lorsque ce mouvement relatif est tel que l'arête *a* du cliquet franchit l'arête *b* du bras, la solidarité est rompue entre les leviers LL_1 et BB_1, et la valve est libre d'obéir au mouvement de rappel.

Le point c_1 reçoit un mouvement alternatif d'amplitude constante, mais dont les limites sont modifiées par le régulateur.

M. Frikart se sert à cette fin du mouvement transversal de la barre d'excentrique, renvoyé au moyen de la bielle G (fig. 258), et du levier coudé JOK. Le point K reçoit donc, *approximativement*, le mouvement horizontal dû à un excentrique fictif qui serait calé à angle droit sur l'excentrique réel de la distribution ; au point K est articulé le petit balancier DD à bras égaux, auquel le régulateur donne une inclinaison plus ou moins grande par le bras normal KR [1]. Il résulte de cette combinaison que la branche *c* du cliquet continue son mouvement autour de L_1, après que la valve a atteint le maximum d'ouverture.

On remarquera que, dans ce système, le déclic possède par rapport au bras un certain mouvement relatif pendant tout le contact, il en résulte un frottement qui réagit sur le régulateur ; celui-ci n'est libre qu'à partir du déclenchement jusqu'à l'instant de la rentrée en prise ; le régulateur devra donc être plus énergique qu'avec les systèmes précédents.

Le système Frikart n'est d'ailleurs qu'une solution particulière d'un cas beaucoup plus général ; on peut, en effet, produire le déclenchement pendant le mouvement de retour de la valve en animant l'organe de contact commandé par le régulateur d'un mouvement oscillatoire d'amplitude constante, mais dont le centre d'oscillation est déplacé par le régulateur pour avancer ou retarder le déclenchement. Ce principe peut être appliqué à tous les déclics et donne des solutions élégantes ; dans ce système, un excentrique peu important est nécessaire pour produire l'oscillation des butées de déclic, on peut le placer sur un arbre auxiliaire, ce qui est facile lorsque le régulateur est commandé par

(1) Pour tracer l'épure du système, on commencera par supposer que le cliquet reste constamment en prise avec le bras B, car sa position n'a d'influence que sur l'instant du déclenchement. On arrivera assez facilement, en faisant abstraction de certaines obliquités, à systématiser les tracés qui donnent les positions de déclenchement. L'étude complète du système présenterait du reste un certain intérêt.

engrenages. Ces systèmes ne sont cependant pas entrés dans la pratique, on n'en trouve guère qu'une application de principe dans la distribution Bonjour mentionnée au numéro suivant.

Il est à remarquer qu'il y a identité cinématique entre les machines à déclics à simple excentrique et l'ancienne distribution Farcot à tiroir (87), tandis que le principe qui vient d'être indiqué est assimilable au système Hertay (88).

108. — *Différents déclics; déclic hydraulique.* — Le principe du déclic aboutit à un grand nombre de réalisations différentes; les points essentiels à prendre en considération sont :

1°) L'effort nécessaire au déclenchement ne doit pas réagir sur le régulateur, si ce n'est dans la faible mesure où cet effort peut être équilibré par la cataracte sans nuire à la sensibilité. Ce *desideratum* est obtenu par un attelage convenable du manchon avec le butoir qui agit sur le déclic, attelage que l'on doit s'attacher à rendre non réversible. Quelques constructeurs ont introduit dans ce but un excentrique dans la liaison entre le régulateur et le butoir.

2°) Le raccrochage du distributeur par le déclic doit se faire lorsque cette pièce vient de quitter le point mort et n'a qu'une vitesse très faible, sinon, il en résulterait un choc plus ou moins important dépendant de l'inertie des masses à mouvoir ; on est obligé, pour assurer l'accrochage, de faire celui-ci un peu après le point mort, la course de la valve pendant la fermeture pouvant varier très légèrement sous le rappel du *dash-pot* mitigé par le coussin d'air.

3°) La vitesse de rotation des machines à déclic est limitée par l'énergie qu'on peut donner pratiquement aux moyens de rappel (109 *bis*).

Parmi les systèmes qui ont été en vogue et qui n'ont conservé qu'un intérêt documentaire, nous citerons celui employé dans la machine de *Wheelock ;* la figure 260 représente, pour l'extrémité arrière du cylindre, la valve d'admission et celle d'échappement, qui sont placées à la partie inférieure de manière à utiliser la même lumière. La barre d'excentrique B actionne directement la valve d'échappement E par l'intermédiaire du levier L ; celui-ci donne par le point O le mouvement à la fourche *bf ;* la branche *b* est représentée enclenchée avec le levier L

dont elle produit l'ouverture ; la rencontre de la branche *f* avec le butoir *r'*, commandé par la tringle *r* du régulateur et un bras oscillant autour de l'axe A, détermine le déclenchement ; D est la tige de rappel de la valve d'admission.

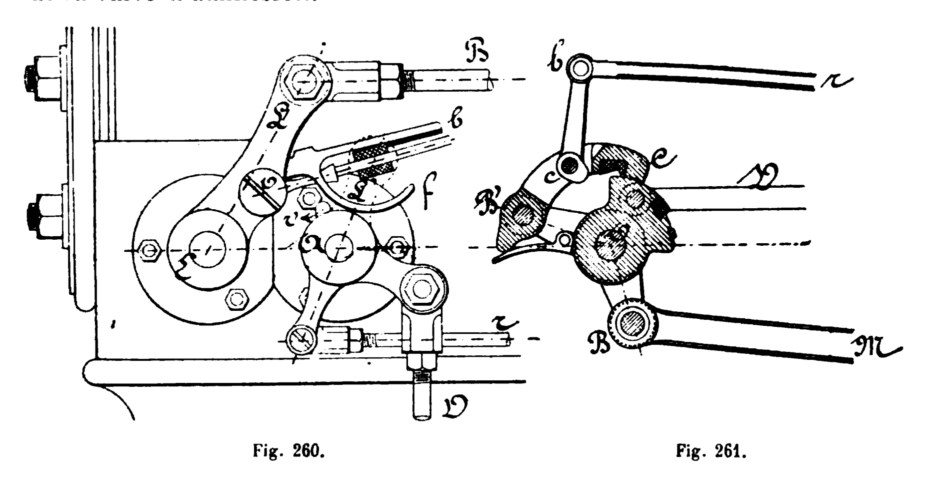


Fig. 260. Fig. 261.

La figure 261 représente le déclic assez longtemps employé par l'ancienne maison *Cail* ; MB est l'une des quatre bielles prenant son mouvement sur un plateau central oscillant ; BOB' est un levier coudé oscillant portant la clenche B'C, celle-ci accroche le secteur calé sur l'axe O de la valve, D est la bielle du *dash-pot* ; le régulateur, par les liaisons *r*, *b* et la came *c*, soulève la clenche lorsque la came s'appuie sur le secteur, ce qui a lieu plus ou moins tôt d'après la position du manchon.

La figure 262 est relative à la machine *Ingliss*, la première du système Corliss qui ait été construite en Angleterre ; l'articulation A d'un plateau central commande la valve O par l'intermédiaire de la bielle AB ; celle-ci est formée de deux pièces rendues solidaires par les deux lames *l* lorsque la bielle agit par traction, c'est-à-dire de droite à gauche. Un ressort de rappel R presse constamment le piston P, qui sollicite la valve à se fermer en agissant sur l'articulation D ; ce piston se meut dans un cylindre à air amortisseur, avec soupape de réglage *v* ; le régulateur, par les connexions *rr*, commande la came *c* qui, en écartant les griffes élastiques *l*, produit le déclenchement.

Le déclenchement, au lieu d'être produit par la disjonction de deux pièces, peut être obtenu par une autre classe de mécanismes cinématiquement équivalents. Si l'on imagine qu'une tringle de commande, au lieu d'être rigide, soit coupée en deux et que l'un des tronçons soit terminé par un piston engagé dans un cylindre ou corps de pompe qui termine l'autre tronçon, ce système fonctionnera comme une bielle rigide si un liquide est interposé entre le cylindre et le

Fig. 262.

piston ; les deux tronçons deviendront au contraire indépendants, si à un moment donné et le système étant toujours maintenu en compression, un robinet permet au liquide de s'échapper. La clenche est donc remplacée par le liquide, et la butée du régulateur est remplacée par une clef de robinet. Suivant que le robinet est actionné pendant la période d'ouverture du distributeur ou pendant la période de fermeture, on obtient des admissions courtes ou une introduction très prolongée.

Ce système, que l'on pourrait appeler à déclic hydraulique, a été employé pour la première fois à notre connaissance par l'ingénieur *Enrico*, pour un moteur à soupapes genre Sulzer qui figurait à l'Expo-

sition de Turin en 1884 ; plus récemment, *Bonjour* a appliqué à la commande des valves Corliss un système analogue, qui a l'avantage de supprimer le bruit du déclic et les chocs qu'il occasionne lors de l'accrochage ; la distribution Bonjour comporte des détails fort ingénieux, et notamment la liaison du régulateur avec le robinet du déclic ; ce robinet est actionné par un petit excentrique spécial, condition nécessaire pour réaliser de grandes admissions (107), le régulateur agit sur l'angle de calage de cet excentrique ; le système est donc analogue, au point de vue cinématique, à celui de Frikart, mais il en diffère par le mode de variation de l'introduction. La différence est du même ordre que celle existant entre la variation de l'angle de calage de l'excentrique de détente de distribution genre Meyer, et la variation du recouvrement des tasseaux.

109. — *Tiroirs plans à déclenchement.* — Ces systèmes, dont quelques-uns subsistent aux États-Unis, n'ont plus en Europe qu'un intérêt rétrospectif. Quelques-uns possèdent tous les caractères des distributions Corliss, c'est-à-dire que les distributeurs d'admission y sont ouverts par la machine et déclenchés par le régulateur ; M. Lebrun a utilisé, comme moyen de rappel, la pression de la vapeur sur une tige épaissie à l'une de ses extrémités (fig. 263), le dash-pot est nécessaire comme amortisseur.

Fig. 263.

Parfois, les obturateurs d'admission sont à canal, avec tuile superposée du genre Meyer ; les tiroirs principaux restent liés desmodromiquement avec la machine, les tuiles de détente sont seules déclen-

chées, et reprises en temps voulu par un chariot spécial manœuvré par l'excentrique de détente [1]. On a souvent employé l'une des deux formes de chariots (fig. 264-265), sur lesquels sont concentrés les déclics des deux tiges ; la seconde est due à *M. Bède*, et est restée en usage dans différents cas.

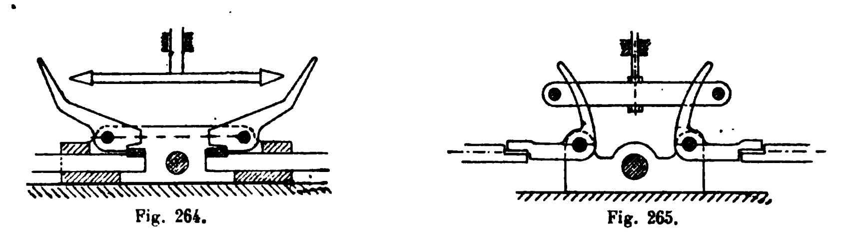


Fig. 264. Fig. 265.

On a même employé des soupapes obturatrices placées dans les tiroirs d'admission ou dans les tasseaux, ces soupapes sont ouvertes par un chariot et déclenchées en temps voulu [2].

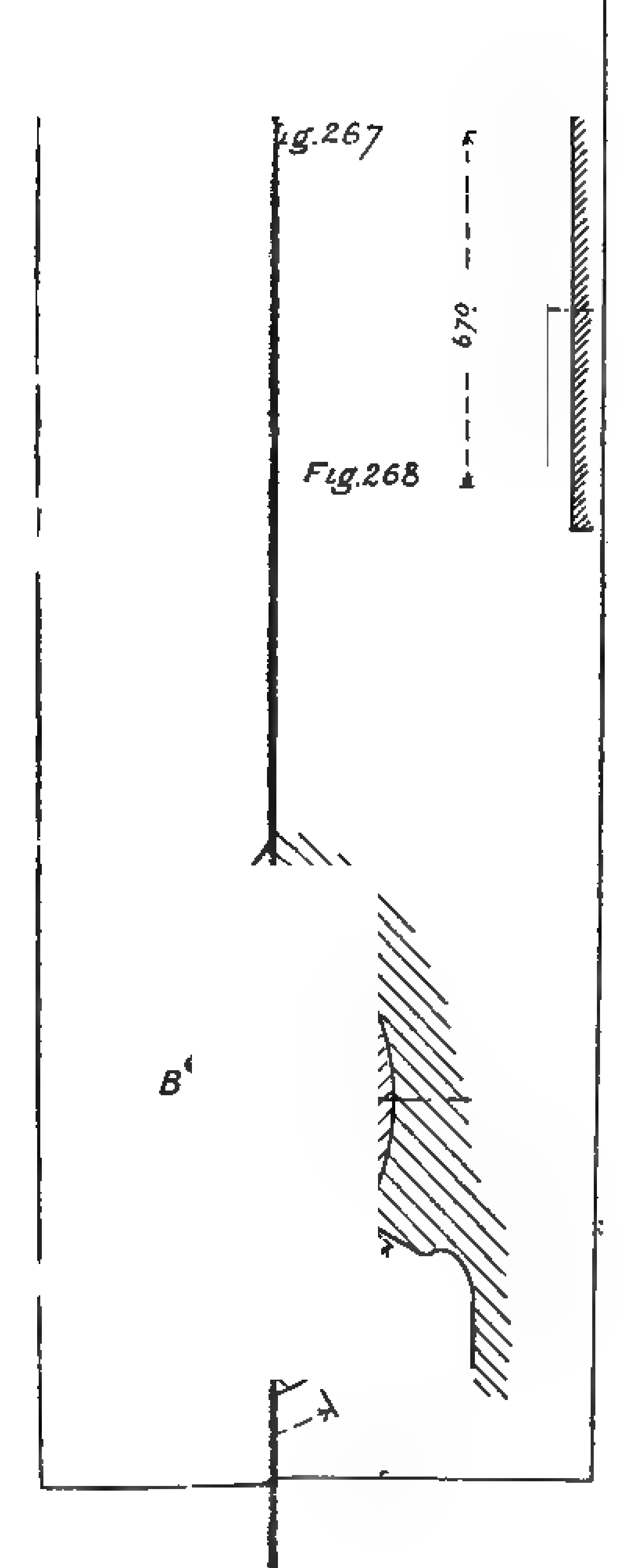
Dans toutes ces machines où un organe à déclenchement est superposé à l'obturateur d'admission, la complication est fort grande et les chances de fuite sont plus nombreuses ; par contre, le système à ouvrir et à rappeler a moins de masse, mais c'est un avantage de peu de valeur ; la plupart de ces systèmes datent d'une époque de tâtonnements, et ont été abandonnés.

Pour la manœuvre des tiroirs plans à déclics, on a souvent substitué les cames à l'excentrique ; il y a des cames spéciales pour l'admission et l'échappement, on rentre ainsi dans le cas signalé au numéro 107 (premier moyen), c'est-à-dire que l'introduction peut être prolongée au delà de la moitié de la course.

Il n'existe plus que de rares exemples de machines à déclics avec distributeurs plans dans lesquelles on a conservé les principes cinématiques des commandes Corliss, qui en général sont difficiles à appliquer à un organe à mouvement rectiligne comme le tiroir, si ce n'est dans une faible mesure (89).

(1) Système *Wannieck* et *Koeppner* à Brunn, (*Uhland, les nouvelles Machines à vapeur*, etc., Pl. XXXII); système *Stevenson et Cie*, (*Clark*, t. III, p. 143).
(2) Système *Collmann* (*Buchetti, les Machines à vapeur actuelles*, Pl. VI); *Rensing*, (*Engineering*, 1880, 2e sem., p. 622); *Ruston Proctor* (*Engineering*, 1er sem. p. 627).

PLANCHE V.



109 *bis*. — *Machines Corliss actuelles.* — L'augmentation des vitesses de rotation et des pressions motrices a nécessité certaines modifications telles que l'emploi de moyens de rappel plus énergiques, le développement plus grand des plaques d'enclenchement, la diminution des moments d'inertie des pièces qui doivent obéir au mouvement de fermeture, le perfectionnement du graissage des obturateurs. Les réactions dues à l'attaque par une force excentrique en porte-à-faux demandent une construction de haute précision et le centrage des axes des valves dans des buselures à grande surface résistant bien à l'usure ; on supprime en général les bourrages des axes, remplacés par une obturation par rondelle rodée ; les joints des couvercles des boisseaux se font à sec pour éviter les gauchissements.

Moyennant ces précautions, le système Corliss admet des vitesses dont la limite actuelle est d'environ 150 tours (1) ; les valves se comportent bien et restent remarquablement étanches ; malgré l'opinion contraire assez répandue, elles supportent la vapeur surchauffée (2). Certains constructeurs ont renoncé à l'attaque par arcs décentrés qui donnent les épures caractérisées au n° 104 ; la raison en est que ces mouvements sont accompagnés, pour certaines positions, d'accélérations plus grandes, qui entraînent des réactions d'inertie importantes dans la marche à grande vitesse.

Nous décrirons, comme exemple, le type actuel de la Société « *le Phénix* », qui fonctionne généralement à grande vitesse, bien que les épures donnés ici soient établies pour un nombre de tours qui n'a rien d'excessif (3).

(1) Une machine *Rice et Sargent* (v. tableau p. 78-79) fonctionne à 163 tours (*Engg.*, 1898-2-483).

(2) La machine Corliss ne s'emploie plus guère en Allemagne, où la soupape a prévalu; certains constructeurs ont cependant conservé cette distribution pour les cylindres de basse pression des machines compound.

On trouvera la description des principaux moteurs des maisons françaises dans « *La Mécanique à l'Exposition de* 1900 », 3e livraison, par *M. Gabriel Eude.*

Le système Corliss a conservé beaucoup d'importance aux États-Unis (Cie Allis, à Milwaukee), et en Angleterre. Voir, à ce sujet, le tableau précité (p. 78-79 et *Engineering* : 1897-1-37; 1898-2-534; 1900-2-207; 1901-1-176, 576, 703, 770; 1902-2-46, 343; 1903-2-725; 1904-1-886; 1904-2-79, 541, 636).

(3) Les renseignements et les épures qui ont permis de préciser cette description nous ont été obligeamment fournis par M. G. Duez, ingénieur en chef de cette maison.

Le cylindre et les obturateurs sont disposés comme l'indique la figure **101** (*ante*), tandis que la figure **266** (Pl. V), donne le schéma des liaisons avec l'excentrique E d'admission, et l'excentrique E′ d'échappement ; dans cette figure, les positions des obturateurs sont celles qui correspondent au point mort arrière, mais la valve d'admission de l'avant, qui devrait être rappelée à la fermeture, est supposée enclenchée.

Les inclinaisons des barres d'excentrique, et les leviers de renvoi pivotant autour des points II′, sont imposés par la position des arcs décrits par les leviers des valves, conditions qui altèrent évidemment les angles de calage et les excentricités (79), mais on peut toujours envisager les excentriques fictifs qui conduiraient directement les valves, et c'est ce que nous ferons dans les épures. On remarquera cependant que pour le levier pivotant autour de I, l'angle de déviation est supérieur à l'obliquité moyenne de la barre d'excentrique sur l'horizontale, à cause de l'espace nécessaire pour réaliser les articulations ; il en résulte une perturbation qui peut être pratiquement négligée.

Pour ne pas exagérer les efforts de commande des valves, l'angle total décrit par leurs leviers est limité à 60° pour l'admission et à 70° pour l'échappement (fig. 267-268), et parfois à des valeurs encore moindres.

Les *valves d'échappement* fonctionnent comme les lèvres intérieures d'un tiroir ordinaire, et demandent un excentrique E′ calé comme pour une distribution par tiroir ; ce calage étant supposé choisi, l'avance à l'échappement et la compression peuvent être modifiées par une altération convenable des recouvrements intérieurs, lesquels peuvent être inégaux, pour compenser les effets d'obliquité de la bielle motrice.

Afin de pouvoir faire varier ces recouvrements, les axes des valves d'échappement peuvent être orientés différemment dans leurs leviers ; ceux-ci ont des moyeux fendus (fig. 276-277), et sont serrés par pincement sur une fourrure qui sert de tourillon et dans laquelle est claveté l'axe proprement dit qui entraîne l'obturateur.

Les valves d'échappement sont des cylindres en fonte (creux pour les forts diamètres), tronqués pour donner passage à la vapeur ; la forme

de l'entaille se comprend aisément d'après la figure 266. L'axe se termine, du côté de la valve, par un plateau garni de deux joues d'emboitement (fig. 277-278), l'étanchéité autour de cette pièce est obtenue par une bague rodée qui forme épaulement et qui est appliquée contre le couvercle par la pression de la vapeur, ainsi que par un ressort à boudin, dont l'action devient nécessaire pendant la période d'échappement de la marche à condensation.

L'épure de l'échappement (fig. 269), ne diffère presque pas de l'épure circulaire d'un tiroir. La circonférence O est tracée avec le rayon de la valve ; les rayons OA, OB, de longueur arbitraire, comprennent l'angle total d'oscillation ; la circonférence O', dont le diamètre est égal à la corde AB, représente la trajectoire du centre de l'excentrique fictif qui conduirait l'obturateur. Les recouvrements et les lumières étant portés sur le contour de la valve, on détermine, sur la circonférence O', les positions correspondant à l'ouverture et à la fermeture des lumières. Le diamètre R, A', fixé par l'angle de calage, sert de repère aux positions du piston, comme dans l'épure circulaire ; on peut y marquer, en tenant compte de l'obliquité de la bielle motrice, les positions du piston *a a'* (ouverture de l'échappement sur les deux faces), et *b b'* (fermeture ou commencement de la compression). Pour une position quelconque de la manivelle, on peut, en se reportant à la position angulaire de la valve, obtenir l'ouverture de celle-ci par la corde de l'arc compris entre l'arête fixe de la lumière, et l'arête mobile de la valve.

Ayant tracé l'épure pour une machine, on peut la conserver pour d'autres dimensions de cylindre ; on détermine la largeur de lumière nécessaire pour limiter la vitesse de la vapeur à une valeur convenable ; cette largeur doit être insérée entre les rayons comprenant la lumière de l'épure, ce qui détermine le rayon de la valve. Le bras OA étant ensuite choisi en grandeur absolue, détermine l'excentricité.

Pour les dimensions et la vitesse indiquées sur la planche V, la section de passage du cylindre vers le boisseau de la valve est de 1.70 dm.^{2}, celle de la lumière sous valve est de 1,77 dm.^{2}, la vitesse moyenne de la vapeur est de 28,74 m. Pour les grandes dimensions, afin de ne pas exagérer le diamètre de la valve ou son déplacement

angulaire, on a recours à l'obturateur à double passage (fig. 271), qui se rapporte à un cylindre à basse pression de 1.000 × 1.200 ; la section totale de passage sous valve est de 9 dm.², et la vitesse moyenne de la vapeur est de 34.9 m. pour 100 révolutions de l'arbre par minute.

Étudions la *commande de l'admission*. L'épure (fig. 270) se trace comme s'il n'y avait pas de déclenchement, d'après la méthode de l'épure circulaire. L'excentrique étant placé de telle manière que les valves occupent leur position moyenne (rayon OR), chacune d'elles découvre sa lumière à moitié, c'est-à-dire que le recouvrement est négatif, et égal à la moitié de la largeur du canal. On porte la lumière en *o o*, par moitié de chaque côté du rayon OR ; on en déduit les lignes CC, puis la ligne R A′ de repère des positions du piston ; celle-ci est orientée de manière à donner une avance angulaire déterminée, ou bien une certaine avance linéaire (un millimètre dans le cas de la figure).

Si on suit par exemple l'admission sur la face d'arrière du piston, en supposant que le déclenchement n'opère pas, on constate que l'ouverture de la lumière est déjà complète au point *a*, après un parcours du piston très faible (10 % de la course) ; cette ouverture se conserve entière jusque près du point mort d'avant, et la lumière se referme ensuite très rapidement ; la fermeture n'est complète qu'au point *b* de la course rétrograde ; dans ces conditions, l'admission se prolongerait donc à contre-sens, et la vapeur fuirait directement pendant toute l'avance à l'échappement et la course de retour jusqu'au point *b* (107). Aussi, une pareille distribution ne saurait fonctionner sans déclenchement ; le déclenchement le plus tardif pour la lumière d'arrière correspond au maximum d'écart, c'est-à-dire au point A. On remarque d'après l'épure que les limites de l'introduction sur les deux faces sont de 0,68 et 0,59 pour l'arrière et l'avant, respectivement.

Pour adapter l'épure à des dimensions quelconques de cylindre, on utilise les propriétés de la similitude, ainsi qu'on l'a fait pour l'échappement.

La valve d'admission est un secteur rainuré dans toute sa longueur (fig. 267), dans lequel s'engage un panneau en saillie sur l'axe de la

valve ; l'effort propulsif s'exerce près de la surface frottante, ce qui évite le basculement de la valve et l'usure près des arêtes.

Les figures 272 à 275 donnent le détail du déclic pour le côté d'arrière du cylindre [1] ; la figure 280 représente la connexion avec le régulateur ; la figure 281 est une coupe du *dash-pot* atmosphérique. La clenche C est articulée à l'extrémité du bras B calé sur l'axe, au moyen d'un pivot sollicité par la bielle *b* du *dash-pot*. Le levier coudé LL, commandé par l'excentrique d'admission, porte le bouton d'enclenchement D, qui saisit la clenche au bas de sa course, et l'abandonne au moment où la branche C' s'appuie sur la came *c*, dont la position est fixée par le régulateur.

La came *c* est montée sur l'anneau A, qui tourne follement sur le support de l'axe de la valve, à côté du levier coudé LL. Les connexions avec le régulateur sont disposées de manière à donner à ces anneaux des mouvements symétriques pour les deux extrémités du cylindre.

La clenche est toujours sollicitée à s'engager ; elle est poussée par une lame de ressort encastrée dans une borne que porte le levier B ; ses déplacements angulaires sont cependant limités de telle sorte que le bouton d'enclenchement puisse toujours la reprendre ; ainsi, sa branche C' porte une petite plaque d'arrêt qui vient s'appuyer sur la borne porte-ressort et limite la rotation à droite ; il y a aussi sur les faces de contact latérales entre le levier B et la clenche, un ergot dans l'une des pièces et un petit creux dans l'autre, pour limiter la rotation vers la gauche (ce détail n'est pas représenté).

Pour compléter la description du déclic, il nous reste à mentionner un dispositif de sûreté appliqué depuis longtemps à beaucoup de machines, et destiné à prévenir l'emballement en cas de dérangement du régulateur (arrêt par chute de courroie ou autrement). L'anneau A porte une seconde came c_1, destinée à agir dans ces conditions spéciales ; le manchon du régulateur peut descendre plus bas que sa position d'in-

(1) Ce déclic est dû à M. Doulceron. Les figures de la planche VI sont relatives à la distribution du cylindre du laboratoire de Gand (fig. 92 et 92 *bis*), de dimensions exceptionnellement réduites ; il a paru utile de les donner. On les adapterait facilement à une machine plus grande, sous la réserve que beaucoup de dimensions d'organes n'augmenteraient pas proportionnellement ; quand on veut réaliser des mécanismes en petit, il y a certaines limites en dessous desquelles il serait difficile de descendre.

troduction maximum (dans la figure 180, cette course supplémentaire est de 10 mm.), la came c_1 est ainsi poussée vers la droite, et par son action sur l'élément oblique qui termine la branche C', empêche tout enclenchement et par conséquent toute admission [1].

Le *dash-pot* comprend un piston sans garniture suspendu à la bielle *b*, et passant très exactement dans un cylindre fixe. L'amortissement de la chute est réglé par une aspiration d'air qui se fait par le tuyau *t*, et dont on peut obturer plus ou moins l'entrée en agissant sur un ressort qui porte une rondelle en cuir ; ce réglage est déterminé par tâtonnements. Un moyen supplémentaire d'amortir la chute dans le voisinage immédiat du fond consiste en une chambre annulaire dans laquelle le bord aminci du piston s'engage d'abord sans résistance et qu'il ferme hermétiquement à partir d'une certaine limite (position pointillée).

Remarque sur les dimensions du dash-pot. Quand on compare des machines semblables, mais de dimensions différentes, la force de rappel doit être proportionnée pour produire le même parcours angulaire des valves à égal déplacement angulaire des manivelles. A ces parcours correspondent des temps qui sont en raison inverse des dimensions linéaires, si on suppose que les machines ont la même vitesse moyenne de piston.

Les forces résistantes en jeu sont l'inertie du *dash-pot* et de la valve et le frottement de celle-ci ; en négligeant l'action motrice du poids du *dash-pot*, on trouve, par un calcul facile, que le diamètre du piston de rappel doit varier comme le diamètre de la valve.

Il peut arriver momentanément que la chute du piston du *dash-pot* soit mal réglée (trop d'air), la valve ne reste pas néanmoins ouverte, le bouton d'enclenchement du levier L (fig. 272-273) appuie alors au bas de course par son contour semi-circulaire sur le congé du moyeu de la clenche, et referme la valve.

109 *ter*. — *Machines Van den Kerchove a pistons-valves* [2]. —

(1) Avant l'arrêt du moteur, il est nécessaire de soutenir le régulateur pour l'empêcher d'entrer dans cette zone de sûreté, sinon, il faudrait le soulever pour la remise en marche.

(2) Cette distribution, créée par M. *Van der Stegen* fait l'objet des brevets belges des 26 octobre et 10 novembre 1898. (*Annales de l'Association des Ingénieurs de Gand*, T. XXIII).

L'obturateur est un manchon cylindrique muni de cercles élastiques et rigoureusement équilibré sous le rapport des pressions ; il ne donne

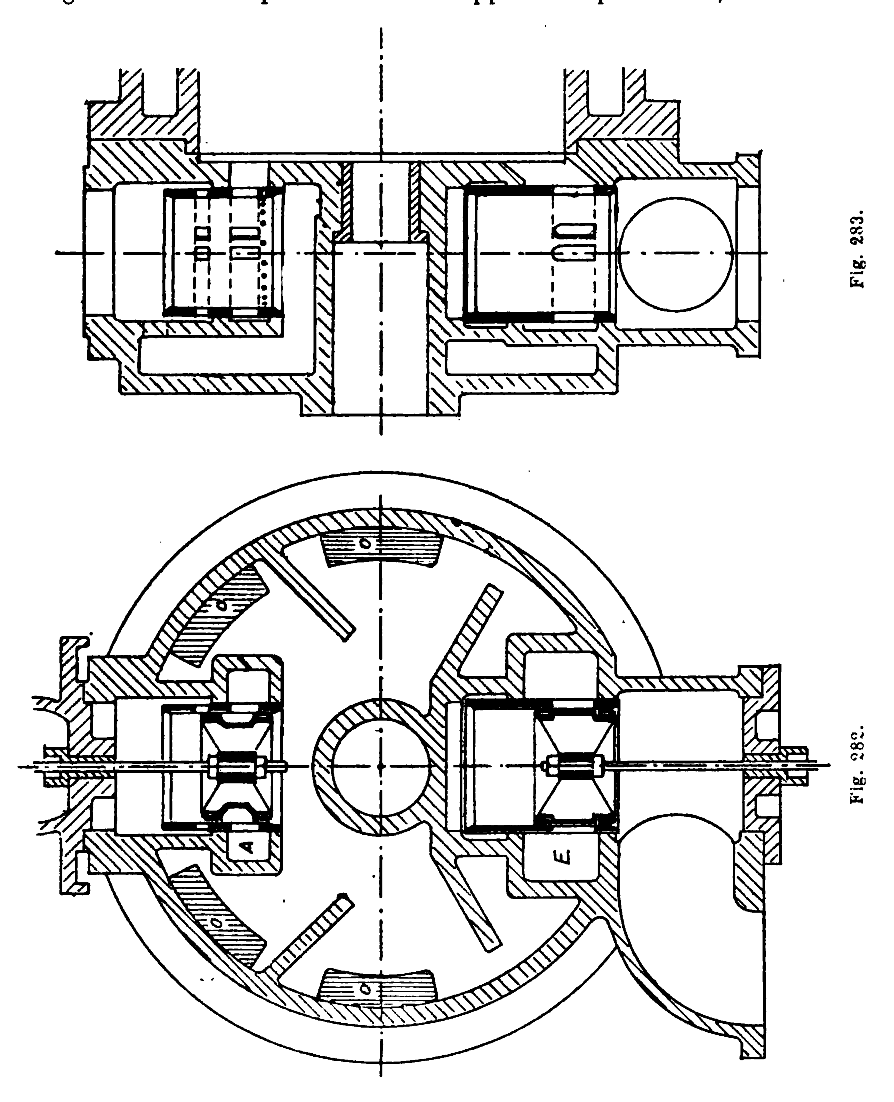


Fig. 283.

Fig. 282.

lieu, par conséquent qu'à un frottement réduit. Il est analogue au tiroir cylindrique (79-9°) ; mais il est partagé, comme l'exige le principe du déclenchement, en quatre obturateurs séparés ; ceux-ci

sont placés dans les fonds du cylindre. Pour les machines horizontales, ils se déplacent verticalement, leurs axes se trouvant dans le plan vertical passant par l'axe du cylindre (fig. 282-283) ; parfois, cependant, les axes des valves d'échappement sont un peu déplacés latéralement (notamment pour les gros cylindres, en vue de rapprocher du plan médian les tubulures d'échappement).

L'obturateur à piston participe de la valve Corliss en ce qu'il dépasse l'orifice dans la position fermée, ce qui permet d'obtenir des mouvements de fermeture rapides, la vitesse n'étant amortie qu'après. Sa propriété d'être équilibré assure le fonctionnement avec un graissage réduit, même à forte surchauffe (1).

La position donnée aux obturateurs rend leur mode d'actionnement à peu près identique à celui des machines à soupapes à déclic, qui sont antérieures, et dont l'étude montrera cette analogie.

Pour le fonctionnement à vapeur saturée, ou pour le grand cylindre des compound, la vapeur passe de l'enveloppe dans les fonds par les trous *o* (fig. 282) ; la position donnée aux nervures de renfort assure la circulation en même temps qu'elle favorise la séparation de l'eau ; on voit aussi que les surfaces nuisibles des cavités A, E, bénéficient dans une mesure considérable du réchauffage par la vapeur qui circule dans les fonds. Le volume et la surface des espaces nuisibles sont également très réduits, particularités dont nous avons fait ressortir l'importance au n° 57.

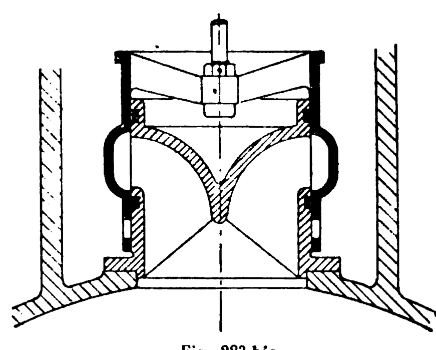


Fig. 283 *bis*.

Les valves d'échappement sont souvent à ouverture simple, c'est-à-dire qu'elles découvrent, en se soulevant, les orifices de la glace cylindrique en forme de lanterne enchâssée dans la fonte du cylindre, tandis que les glaces des valves d'admis-

(1) On peut rapprocher de cette disposition le distributeur plus récent, dit *cloche-valve*, de MM. *Tabourin* et *Devillers* (fig. 283 *bis*), dans lequel le manchon mobile est extérieur au siège fixe. Pour l'échappement, la figure devrait être renversée de haut en bas.

sion ont deux rangées d'orifices découverts simultanément par les arêtes actives de la valve (fig. 282 à 285); la raison de cette différence est que les valves d'échappement peuvent sans inconvénient être à grande course, à cause de leur commande desmodromique.

La distribution d'admission présente une particularité déjà appliquée en 1894 par Bonjour à ses machines Corliss à déclic hydraulique dans le but d'augmenter la compression dans les cylindres à condensation (26). La glace est percée, dans la zone de recouvrement, d'une rangée de petits orifices circulaires (fig. 284 *bis* et 285 *bis*) par lesquels se produit une admission auxiliaire qui précède l'admission proprement dite. L'effet ainsi obtenu est analogue à celui du tiroir à canal de compensation (78 *bis*) sauf que la vapeur introduite n'est pas empruntée à la face opposée du piston. Les éléments sont choisis de manière à ce que l'admission auxiliaire précède de 25 à 28 degrés le point mort.

Les mécanismes de distribution peuvent présenter certaines variantes; la planche VII en donne un type appliqué aux deux cylindres d'une machine compound; l'admission au petit cylindre est seule à déclenchement et sous la dépendance du régulateur, celle du grand cylindre n'a que deux degrés fixes d'introduction qu'on peut réaliser à volonté d'après la charge (38) (1).

Distribution du cylindre à haute pression des machines compound, applicable aussi aux machines monocylindriques (fig. 284 à 284 *ter*). — L'arbre de distribution A, parallèle à l'axe du cylindre et commandé par engrenages comme dans les machines à soupapes, porte à chaque extrémité du cylindre un excentrique dont la barre s'appuie par l'extrémité H sur un bras pivotant autour du point fixe I; le mouvement de ce bras est utilisé pour la commande de la valve d'échappement par le point K. Un point B, convenablement choisi sur la barre ou le collier d'excentrique, décrit une trajectoire elliptique déformée; il est relié, par la bielle BC, à un bras pivotant qui porte la clenche CD; celle-ci attaque le balancier de manœuvre de l'obturateur et l'entraîne

(1) Nous devons à M. *A. Van der Stegen* de pouvoir publier ces renseignements, que des nécessités de format nous obligent à condenser.

jusqu'au moment où elle s'appuie sur un galet *g*, dont la position est fixée par le régulateur.

Le mécanisme est représenté pour la face arrière du piston, et dans la position pour laquelle l'obturateur, s'étant soulevé d'une quantité égale au recouvrement, est sur le point de s'ouvrir. Le rayon AE de l'excentrique (fig. 284 *ter*) est encore séparé de la position AM_0 qu'il aura au point mort, d'une quantité égale à l'avance angulaire à l'admission ; $M_0 M_1$ peut donc être choisie comme ligne de repère des positions du piston.

Si on supposait le régulateur inopérant, le distributeur ne se refermerait que pour la même position C du sommet de la bielle, c'est-à-dire après que B aurait parcouru l'arc BSB′ de sa trajectoire elliptique, l'arc BB′ étant décrit de C, avec le rayon CB ; le point E aurait parcouru l'arc EM_1E', et le piston se trouverait déjà dans sa course de retour.

Mais le déclenchement a dû s'opérer au plus tard lorsque C se trouve en C_1, à son maximum d'écart vers le bas, pour lequel l'arc de rayon CB est tangent en S à la trajectoire elliptique ; le centre de l'excentrique est alors en F, et, par conséquent, l'introduction la plus grande sur la face arrière est obtenue en projetant F par l'arc F*f*, dont le rayon est la bielle motrice, à l'échelle pour laquelle AF est le rayon de manivelle.

Pour la face avant du piston, l'excentrique est calé dans une position opposée, et le mécanisme étant identique, il suffit de renverser bout pour bout la ligne de repère $M_0 M_1$, c'est-à-dire que la projection doit se faire par l'arc F*f*′. Avec les éléments choisis, l'introduction la plus grande est de 0.71 et 0.63 pour les faces arrière et avant, respectivement, la chute des valves après déclenchement étant supposée instantanée.

Les connexions avec le régulateur sont telles que l'introduction peut passer de l'ouverture zéro (non enclenchement) au maximum indiqué ci-dessus, et un dispositif de sûreté analogue à celui de la machine Corliss (109 *bis*) produirait le déclenchement en cas de chute accidentelle du régulateur ; l'action du galet *g* sur la clenche ou palette de déclic est alors remplacée par l'action d'un autre galet implanté sur le même bras, et qui attaque la clenche par le haut.

Il convient d'égaliser autant que possible les introductions sur les

deux faces ; à cet effet, le bras qui porte le galet g a une longueur différente pour l'avant et l'arrière, et son angle de parcours a un léger décalage qu'on peut trouver aisément sur un tracé à grande échelle (les épures originales sont à l'échelle de 0.50).

La valve d'échappement est commandée par le balancier coudé HIK ; les angles et les arcs décrits sont choisis de manière à obtenir une course très réduite de la valve après qu'elle a dépassé sa position de fermeture en descendant, suivant une disposition qui a été fréquente dans les machines Corliss (104) ; les masses à commander sont ici moins importantes, et cette loi particulière de mouvement n'a que des avantages.

On trouve facilement sur l'épure les positions d'ouverture et de fermeture de l'échappement, c'est-à-dire l'avance et la compression pour chacune des faces. Ayant marqué, en partant de l'obturateur, la position IH′ pour laquelle il est sur le point de s'ouvrir ou de se fermer, l'arc décrit de H′ comme centre avec le rayon HE donne les positions e, c, qui, projetées sur $M_0 M_1$ au moyen d'arcs (comme pour F), donnent les positions correspondantes du piston. La position H″ est celle pour laquelle les orifices sont entièrement ouverts ; on en déduit l'arc $l m$ parcouru par la manivelle pendant que la section de l'échappement est totalement ouverte.

Distribution à introduction fixe du grand cylindre des machines compound (fig. 285 à 285 *ter*). — Les éléments des figures se rapportent à la face arrière du piston ; les membres EB, BC en trait plein sont choisis de manière à réaliser l'introduction de 0,38, tandis que EB′, B′C, en trait pointillé portent cette fraction à 0,50. En réalité, les articulations B, B′, sont placées sur le collier d'excentrique dont la barre est E H ; le passage de la petite à la grande introduction se fait donc en allongeant la bielle de renvoi CB, et en l'articulant en B′.

Par ce changement, la trajectoire elliptique à laquelle on emprunte le mouvement de la valve d'admission s'altère comme il convient. Le mécanisme est représenté dans la position pour laquelle l'admission est sur le point de se produire, la valve étant déjà soulevée d'une quantité égale à son recouvrement.

L'angle d'avance à l'admission est porté en avant de AE, ce qui

permet de tracer la ligne de repère $M_0 M_1$ des positions du piston.

La position C correspond à la fois à l'ouverture et à la fermeture de l'orifice ; les arcs B b ou B' b' déterminent les positions m ou m' d'où résultent les fractions d'introduction. Par l'effet du coude COD, qui amène le point D sur un arc décentré par rapport au balancier de la valve, la position de l'obturateur au bas de sa course n'est pas changée d'une manière sensible quand on passe d'une introduction à l'autre, tandis que l'ouverture est un peu augmentée pour l'introduction de 0,50.

La commande de l'échappement par le balancier coudé HIK présente les mêmes caractères que pour le cylindre à haute pression. En ce qui concerne l'échappement, les organes sont identiques pour l'avant et l'arrière du cylindre ; il n'en est pas de même pour les organes d'admission, qui, par suite de l'obliquité de la bielle motrice, produiraient des introductions plus prolongées sur la face avant ; on égalise ces conditions en déplaçant l'arbre de renvoi O, et en modifiant légèrement les bras OC, OD, ce qui entraîne aussi un changement de longueur des bielles de liaison aboutissant aux points C et D (1).

110. — *Machines à soupapes.* — Les dispositions des machines Sulzer sont devenues classiques, et ont servi de point de départ à de nombreux dérivés. Il convient donc de décrire d'abord ce type fondamental dans ses modifications successives.

Commande des machines Sulzer, type de 1873. — Les mouvements des quatre obturateurs sont empruntés à un arbre A (fig. 286), parallèle à l'axe du cylindre, et lié à l'arbre du moteur par une paire de roues coniques taillées, de diamètre égal. Les soupapes d'échappement sont manœuvrées par des cames dont le profil est facile à déterminer, et auxquelles nous ne nous arrêterons pas. Chacune des soupapes d'admission est commandée par un excentrique E, dont la

(1) La Société Alsacienne de Constructions Mécaniques a aussi adopté le piston-valve, en le plaçant horizontalement et tangentiellement au cylindre, les axes étant dans des plans normaux au plan médian de la machine. (*Zeitschrift des V.D.I.*, 1904-2-1865, et *Revue de Mécanique*, 1905-1-387). Cette disposition modifie profondément les caractères du système.

barre est guidée à son extrémité par un coulisseau B ; le système lié invariablement à la soupape se compose du levier coudé LL', pivotant autour du point fixe O, et de la bielle BB', dont le sommet sert de guide au coulisseau B. Cette bielle est reliée à un levier coudé DID', dont la

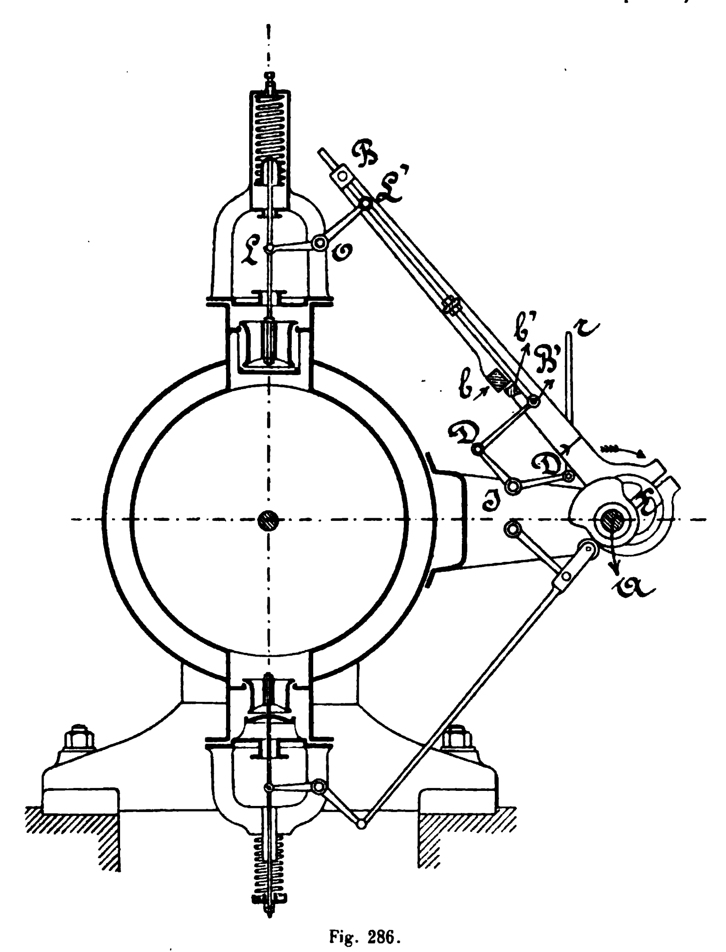


Fig. 286.

position est fixée par sa liaison *r* avec le régulateur. La barre EB de l'excentrique porte un butoir *b*, dont l'arête décrit une courbe elliptique ; la bielle BB' porte un butoir analogue *b'*, dont l'arête ne peut prendre que le mouvement permis par suite de la liaison de B' avec le régulateur.

A un moment donné, le butoir *b* vient en contact avec le taquet *b'* et ouvre la soupape ; le déclenchement a lieu au point d'intersection des trajectoires des deux arêtes, soit en *n* (fig. 287). Pour les diverses positions du régulateur, le déclenchement se produit plus ou moins tard.

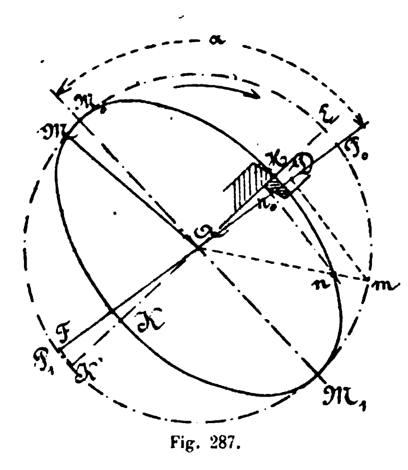


Fig. 287.

Nous avons reporté, sur la fig. 287, la trajectoire du centre E de l'excentrique, et la position initiale du butoir lorsque la soupape est fermée. Lorsque le rayon d'excentricité occupe la position AE, normale à la direction moyenne $M_0 M_1$ de la barre d'excentrique, les deux butoirs viennent en contact ; en rapportant les positions de la manivelle à la direction $M_0 M_1$ considérée comme la ligne des points morts, la position qui correspond à l'instant de l'ouverture de la soupape est AM ; l'angle MAM_0 est l'avance angulaire à l'admission, l'angle MAE peut être considéré comme l'angle de calage fictif de l'excentrique. Portons cet angle α en M_0AP_0, P_0P_1 représentera la ligne sur laquelle on peut compter les déplacements du piston (60). Cela posé, si P_0D représente l'introduction, A*m* sera la position de la manivelle pour laquelle la fermeture se produit. Avec le recouvrement donné aux butoirs, le dégagement aurait lieu en *n*, la position du piston s'obtiendrait en rapportant le point *n* sur le cercle par une parallèle à AE.

Le déclenchement le plus tardif aura lieu au point K, lorsque l'excentrique se trouve en AK', et le piston en F. L'introduction peut donc être très prolongée et avoir lieu pratiquement pendant la plus grande partie de la course (1).

Dans ce système, le principe posé au numéro 108 (2°) n'est pas

(1) On pourrait voir, dans cette propriété, une exception assez singulière au principe établi au numéro 106 ; mais on remarquera que le déclic, qui est ici en réalité la barre d'excentrique, possède un mouvement transversal, de sorte que ce nouvel élément modifie la question; en réalité, c'est comme si le déclic était actionné par deux excentriques placés à angle droit, l'un étant l'excentrique ordinaire destiné à produire l'ouverture, l'autre étant celui destiné à produire le dégagement du déclic.

observé, les butoirs se rencontrent en donnant lieu à un choc ; cependant, il n'en est pas résulté d'inconvénients pour les machines à vitesse de rotation modérée. Le peu d'importance du choc, qui serait intolérable dans une machine à valves Corliss, provient ici de ce que la masse à mettre en mouvement est faible, elle ne se compose que de

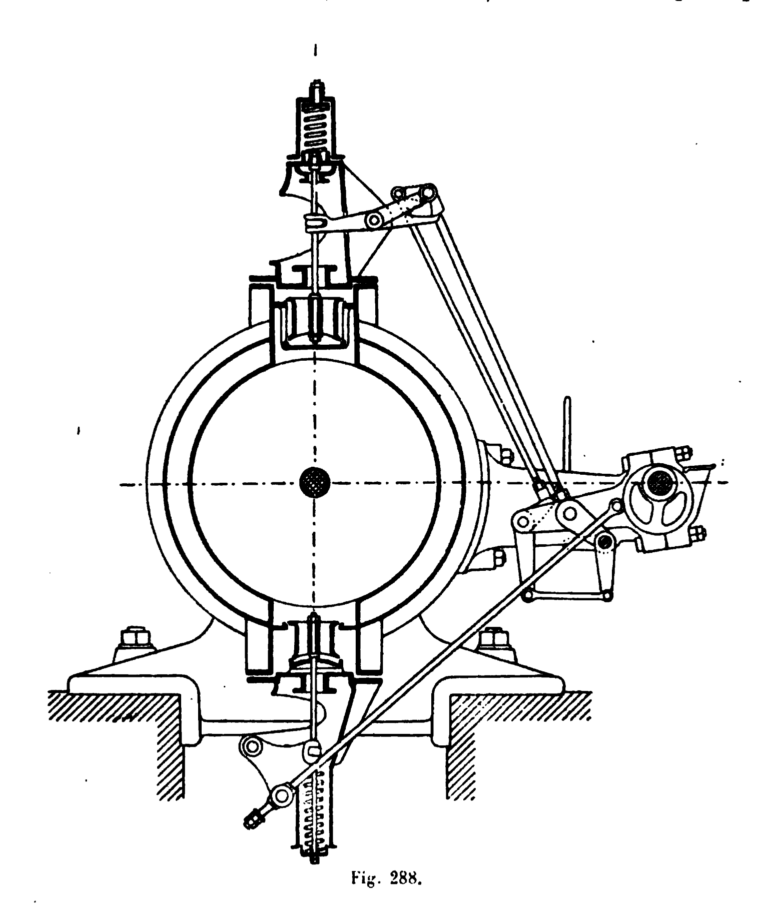


Fig. 288.

la soupape et de renvois légers. Depuis 1878, la maison Sulzer a fait usage de déclics dans lesquels l'attaque est différente.

Machines Sulzer, type 1878. — Le groupement général des pièces, représenté dans la figure 288, sera expliqué au moyen du schéma (fig. 289). La barre EC de l'excentrique s'appuie au point A

sur une directrice en arc de cercle réalisée par la bride qui relie ce point au point S ; il en résulte pour les points D et C des trajectoires à peu près elliptiques, et les déplacements de ces points, projetés suivant des directions déterminées, équivalent approximativement à ceux que produiraient deux excentriques fictifs (99) calés sur l'arbre O suivant certains angles. Le mouvement de D est utilisé pour actionner la soupape d'échappement, celui de A est employé pour donner le soulèvement à la soupape d'admission par l'intermédiaire de la bielle AB ; enfin, le point C est relié par le levier coudé RCG et par la bielle Gc_1 avec le cliquet coudé c_1Bc ; le point R est d'ailleurs assujetti, par la bride *r*, à osciller autour d'un point que déplace le régulateur.

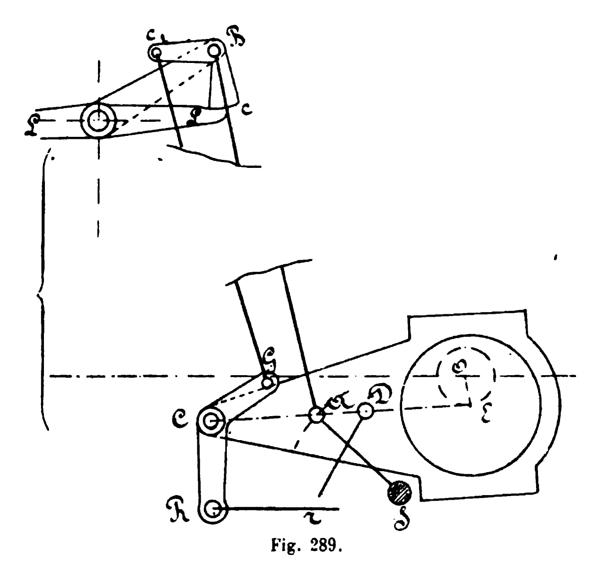


Fig. 289.

L'instant de l'ouverture est réglé par le point A seul, de même que l'instant de la fermeture la plus tardive (lorsqu'il n'y a pas déclenchement). Le mouvement des points C et R sur leurs trajectoires, dont l'une dépend du régulateur, produit la rotation relative du cliquet coudé c_1Bc autour de B. L'étude du système au moyen d'épures méthodiques serait nécessairement assez compliquée, mais un tracé par points permet d'en régler les éléments par tâtonnements.

On peut d'ailleurs reconnaître, à part les modifications assez

profondes dues aux obliquités, que le système est basé sur les principes suivants.

Supposons que le mouvement de B soit produit par un excentrique se trouvant au milieu de sa course au moment de l'ouverture ; s'il n'y a pas déclenchement, l'introduction se prolongera pendant un demi-tour entier ; pour produire des déclenchements tardifs, il est du reste nécessaire que le point c_1 soit attiré vers la direction c_1G lorsque le point B se trouve déjà dans sa période ascensionnelle. L'excentrique fictif commandant le point c_1 devra donc être en retard sur celui qui actionne B d'un angle qui serait de 90° si on voulait produire le déclenchement jusqu'à la fin de la course ; mais, comme cette condition n'est pas nécessaire, il suffira que cet angle soit voisin de 45 degrés.

Troisième système. — La combinaison précédente a été modifiée, et a donné lieu au système représenté par la figure 290 L'excentrique E est placé dans la position qui correspond à l'instant de l'ouverture de la soupape d'admission ; sa barre actionne directement le point B, et pour commander l'échappement, les constructeurs ont repris la disposition par cames de la figure 286. Le régulateur, par les liaisons R*r*SI, donne au pivot I une position fixe et déterminée pour chaque vitesse ; lorsque celle-ci s'accélère et que le manchon s'élève, le point I se meut vers la droite sur un arc décrit autour de S, et *vice versa.* Nous pouvons considérer pour le moment le point I comme fixe ; il sert d'appui au levier coudé FIG, dont le point F est actionné par l'oreille D du collier d'excentrique, et dont le point G commande la rotation relative du cliquet coudé c_1Bc.

La direction moyenne de DF étant différente de celle de EB, les mouvements des points B et c_1 équivalent à ceux qui seraient produits par des angles de calage différents, de sorte que le principe du système est le même que dans la disposition précédente [1].

La figure 291 donne le tracé par points du mouvement de l'arête active du cliquet ; la position figurée en trait plein est celle pour laquelle la soupape d'admission commence à se soulever, le régulateur étant vers le haut de sa course ; l'introduction cesse un peu après la

(1) On reconnaîtra facilement dans le déclic de M. Frikart (107), une adaptation des principes de ces derniers systèmes aux distributions par valves oscillantes.

division 2, c'est-à-dire qu'elle est fort courte ; le tracé pointillé se rapporte à une autre position du régulateur pour laquelle l'introduc-

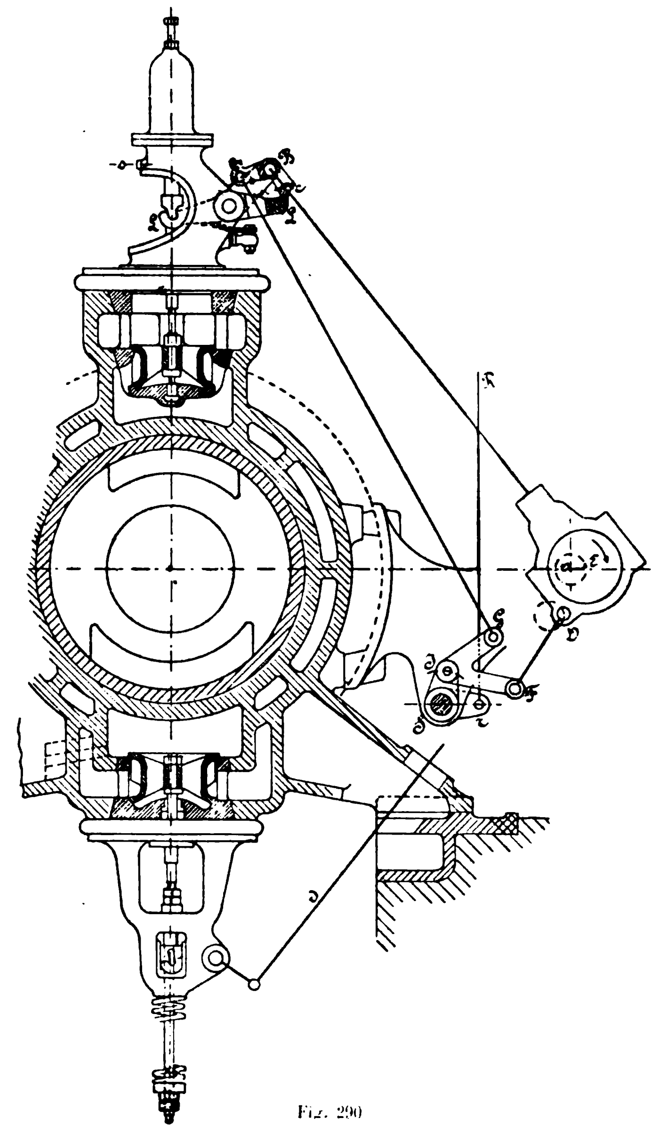


Fig. 290

tion est plus prolongée ; la limite de l'introduction est P_0P, la longueur P_0P_1 représentant la course du piston. L'angle de calage fictif de

l'excentrique est M_0EP_0, l'angle compris entre les points 1 et P_0 est l'avance angulaire à l'introduction.

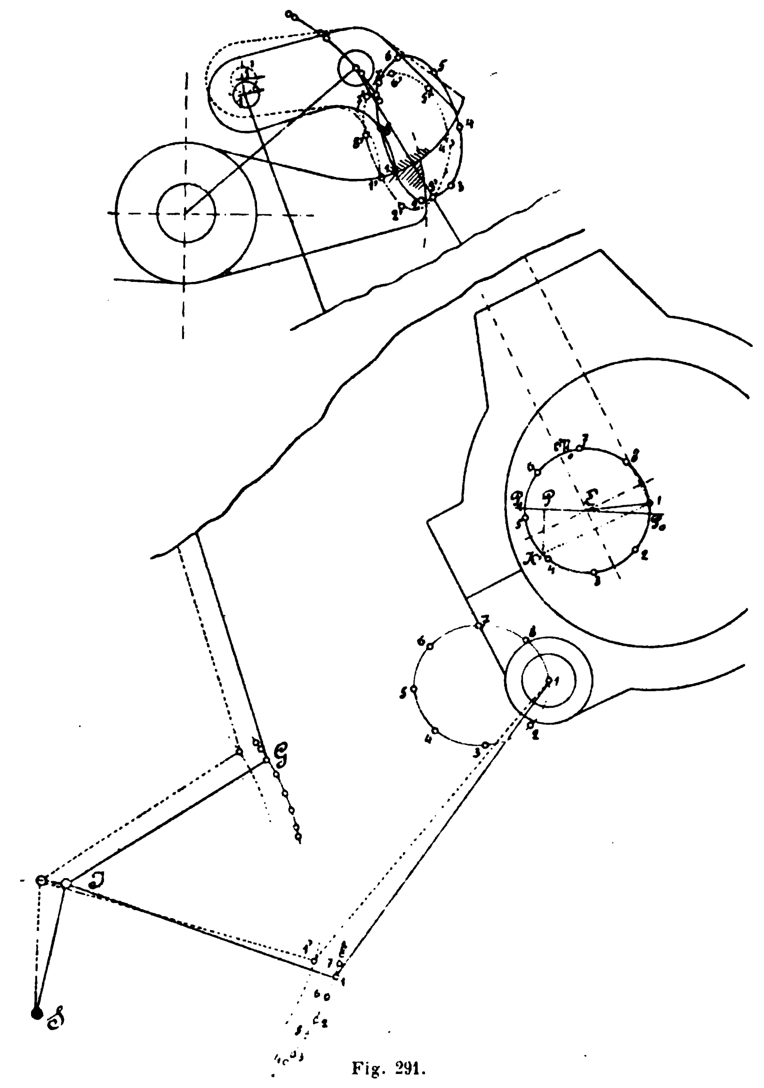


Fig. 291.

Le régulateur est nécessairement influencé par le frottement qui s'exerce entre le cliquet et le levier LL, mais cette action est beaucoup plus faible que dans les machines à valves, car ce glissement n'a lieu

que lorsque la soupape est levée, et est par conséquent entièrement déchargée.

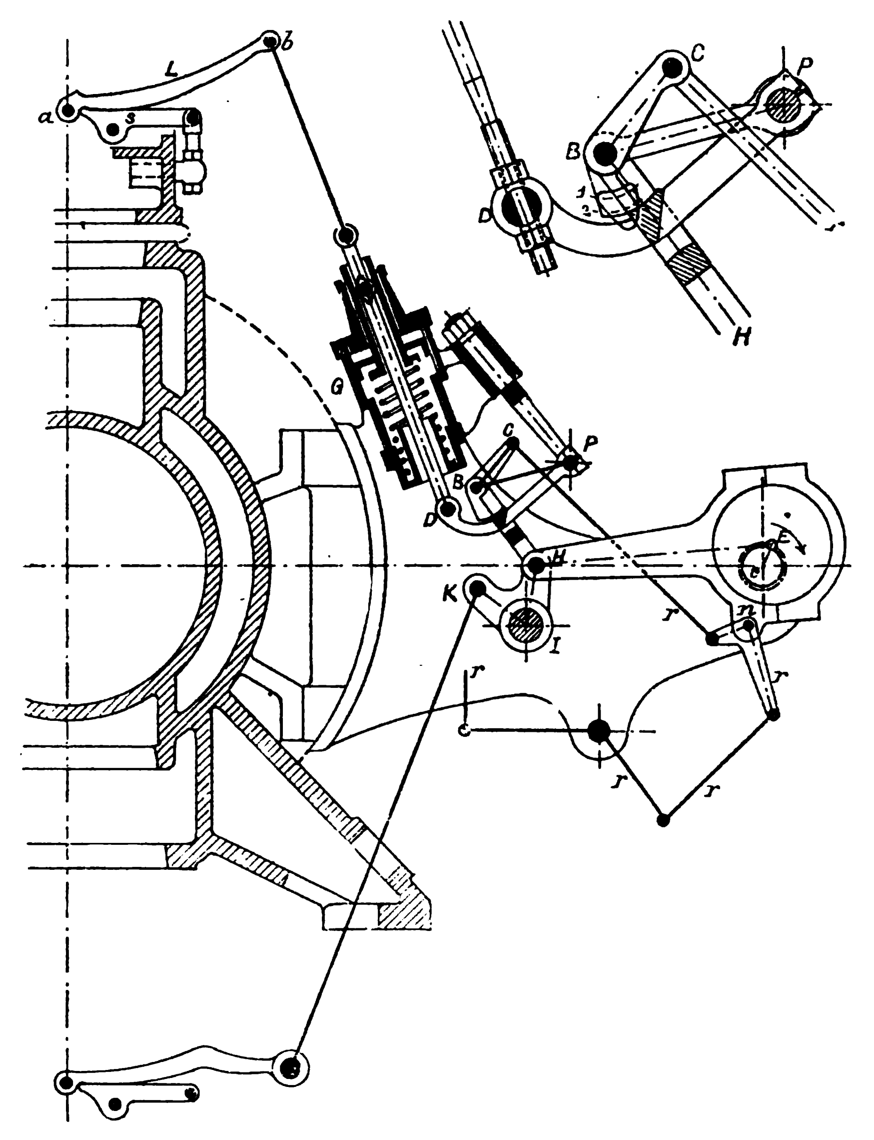


Fig. 292. Fig. 292 *bis*.

Quatrième système (fig. 292 et 292 *bis*). — Il est caractérisé par

l'attaque des soupapes au moyen de leviers roulants, disposition employée longtemps auparavant par Collmann, qui en fut le promoteur.

Considérons, par exemple, le levier L de la soupape d'admission ; son extrémité *a* est articulée à un blochet solidaire de la tige, tandis que l'extrémité *b* est actionnée par le mécanisme qui l'attire vers le bas jusqu'au moment du déclenchement ; dans ce mouvement, le levier L roule sur la semelle fixe S, réglée à hauteur convenable ; le rapport des déplacements de *a* et *b* varie d'après la position du point de contact du levier ; ce point est d'abord très rapproché de *a*, dont le soulèvement est alors très lent, pour devenir ensuite de plus en plus rapide. L'inverse se produit lors de la chute de la soupape, qui est très ralentie au moment de la fermeture, bien que le point *b* puisse encore conserver une vitesse notable vers le haut.

D'ailleurs, l'absence d'articulation fixe intermédiaire fait que le levier L peut quitter sa surface d'appui vers le haut lorsque le point *a* ne peut plus descendre, et que le point *b* continue à se soulever par suite de l'inertie des pièces qui en sont solidaires.

Les mouvements de la distribution dépendent d'un seul excentrique E, qui actionne la soupape d'échappement par l'intermédiaire du secteur de renvoi H I K. Pour l'admission, le point H est relié, par la courte bielle HB, au pivot du cliquet B C, le point B étant lui-même relié au pivot fixe P, tandis que la branche C est actionnée pour le déclenchement par le groupe d'organes *r*, dépendant à la fois du régulateur et de l'orbite du point *n* du collier d'excentrique.

Le cliquet B appuie, pour l'ouverture, sur le levier courbe PD ; le mouvement de D se transmet au point *b* en entraînant le piston du cylindre à air amortisseur G, et en comprimant le ressort qui tend à relever le piston et par conséquent le groupe de pièces PD, D*b*, *ba*.

Pour chaque position du régulateur, l'arête active du cliquet décrit une courbe en forme de cœur (fig. 292 *bis*), courbe qui se déplace latéralement vers la gauche lorsque le régulateur se soulève ; elle empiète ainsi de moins en moins sur la surface d'appui concave pratiquée dans le levier PD, et produit des déclenchements de moins en moins tardifs.

Le ressort du dash-pot n'empêcherait pas la soupape de rester suspendue par son inertie et par le frottement éventuel de sa tige ; il y a donc,

pour assurer sa chute, un ressort vertical comme dans les types précédemment décrits, ressort qui tend toujours à ramener le point *a* aussi bas que possible, dans les limites compatibles avec la position du levier L sur la semelle S.

Pour comprendre la raison d'être de cette combinaison compliquée, il faut remarquer que la levée de la soupape est d'autant plus faible que l'introduction est plus courte; il en résulte que, dans les systèmes antérieurs, le piston amortisseur aspire de moins en moins d'air, ce qui occasionne un choc à la fermeture. Dans le système que nous décrivons, le mouvement total communiqué par le cliquet au levier PD peut se décomposer en plusieurs phases ; la surface d'appui de ce levier étant au plus haut, se trouve dans la position marquée par la courbe 1 ; à ce moment, le système P D *b a* est relevé, le levier L est détaché de son plan d'appui. Le mouvement subséquent amène la surface d'appui dans la position 2, pour laquelle le levier L repose sur la semelle S : ce mouvement amorce le dash-pot. Tout déplacement qui se produit à partir de la position 2 soulève la soupape (avance), et le dessin représente la situation du mécanisme lorsque, la manivelle se trouvant au point mort, la soupape est levée d'une quantité correspondant à l'avance linéaire.

Après le déclenchement, l'effet combiné des ressorts est de ramener le levier P D dans la position 1, d'abord vivement, ensuite avec une vitesse de plus en plus ralentie par l'air que comprime le piston dans le cylindre G. On voit que l'amorçage du dash-pot correspond toujours au moins au trajet compris entre les positions 1 et 2.

Ce système fonctionne avec une grande douceur ; sa complication ne permet de l'appliquer qu'à des moteurs importants.

110 *bis.* — *Machines des Ateliers Carels frères* (1). — Examinons en premier lieu la distribution des machines monocylindriques ou du petit cylindre des machines compound (fig. 293).

(1) Ces établissements, d'abord concessionnaires de la maison Sulzer, ont construit des machines du type de 1873 ; peu à peu, ils ont réalisé des distributions plus ou moins différentes, parmi lesquelles l'une des plus connues, construite jusqu'en ces derniers temps, sera décrite d'abord. Voir par exemple, les dessins de la machine exposée à Liége, (*Engg.* 1905-2-179), qui détaillent la construction des soupapes, dash-pots, leviers d'attaque, etc.

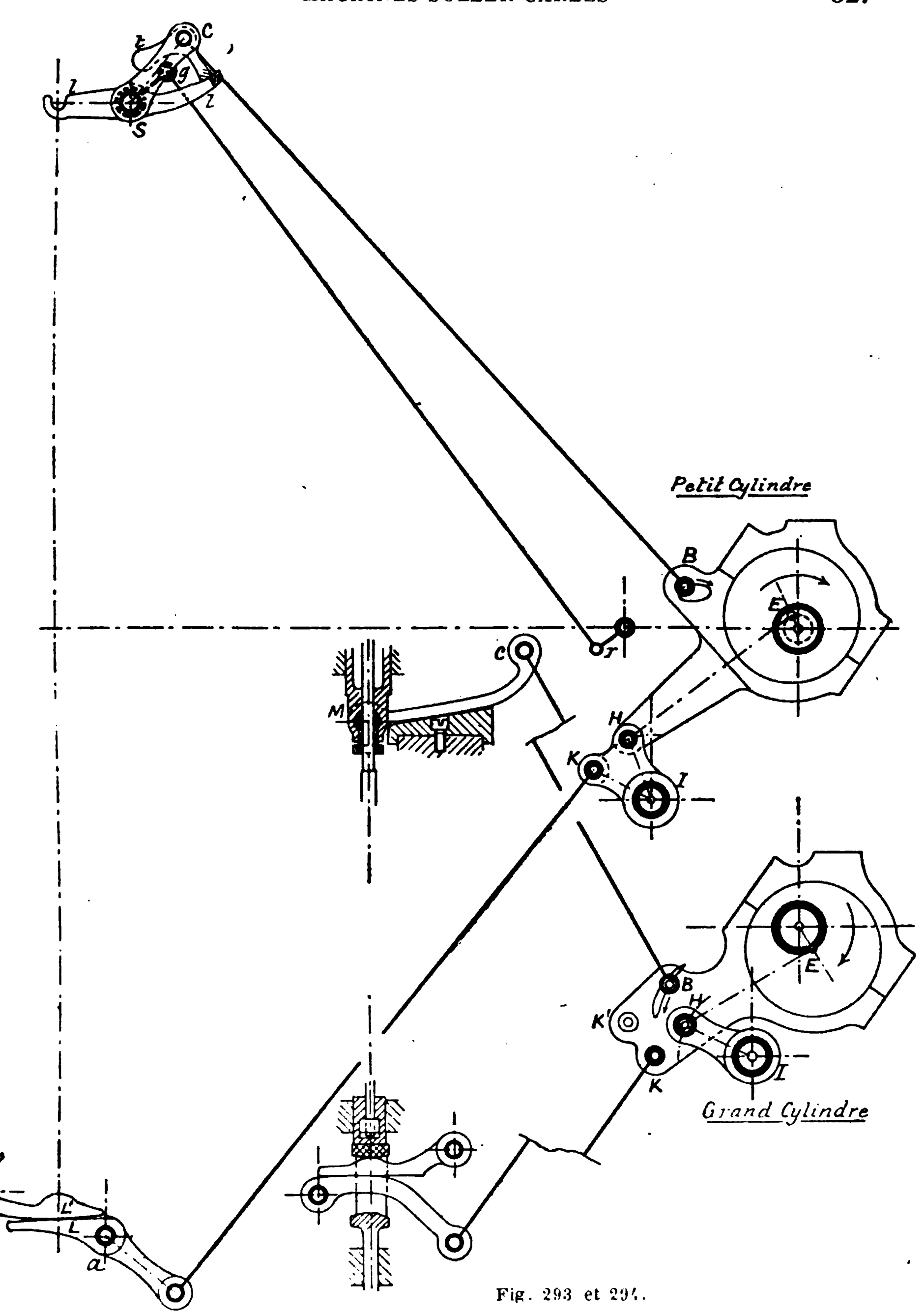


Fig. 293 et 294.

Les mouvements dérivent, pour chaque extrémité du cylindre, d'un seul excentrique E, qui commande l'échappement par l'intermédiaire du secteur H I K et des leviers roulants L L′ ; la combinaison adoptée fait que L′ dépose très lentement la soupape sur son siège, et n'a plus qu'un mouvement de descente insignifiant après la fermeture ; de même, la soupape est soulevée lentement au début, ce mouvement est ensuite amplifié au fur et à mesure que le point de contact des leviers s'écarte de a et se rapproche de a'.

Pour commander l'admission, on utilise la trajectoire elliptique du point B du collier d'excentrique ; ce point attaque, par la bielle BC, le pivot du cliquet articulé en C ; ce pivot est maintenu par les brides jumelles CS portées follement sur l'axe du levier l actionnant la soupape.

La position représentée est celle pour laquelle le cliquet, reposant sur le levier l, va produire l'ouverture; dans cette période du mouvement, les pièces S C, le cliquet et le levier l sont solidaires, mais le talon t du cliquet vient s'appuyer bientôt sur le galet g, monté sur le bras Sg, mobile sur le pivot S, et dont la position est déterminée par les connexions r avec le régulateur. Le déclenchement se produit au moment où le contact de t sur le galet détermine une rotation relative du cliquet suffisante pour dégager la surface d'appui entre C et l.

Lorsque l'articulation B est au sommet supérieur de sa trajectoire, le point C est suffisamment relevé pour que le cliquet ne soit pas en prise avec l, mais le jeu peut être très réduit, et le cliquet a peu de vitesse au moment du contact ; cette condition est d'ailleurs nécessaire pour qu'on puisse prolonger l'introduction pendant une fraction suffisante de la course (0. 7 environ), car le déclenchement ne saurait plus se produire après que le point B a atteint le sommet inférieur de son ellipse.

La chute de la soupape est assurée par un ressort et est amortie au moyen d'un dash-pot à air semblable à celui qui sera décrit plus loin.

Cette distribution s'étudie comme celle plus ou moins analogue des machines Van den Kerchove (109 *ter*), à laquelle elle est du reste antérieure.

Pour le grand cylindre des machines compound, il suffit, comme nous l'avons vu, d'une introduction fixe bien choisie. La disposition est celle de la figure 294 ; les deux soupapes sont attaquées par leviers

roulants ; le point B, choisi sur la barre élargie de l'excentrique E, décrit une trajectoire utilisée pour commander l'admission au moyen de la bielle BC ; l'échappement est commandé normalement par le point K, mais en déplaçant le pivot de K en K′, on peut diminuer la compression dans le cas où la machine doit fonctionner accidentellement sans condensation.

L'étude des phases de la distribution se fait aisément sur une épure à grande échelle.

Nouveau type. Les ateliers Carels ont créé en 1907 un type transformé qui s'écarte notablement des machines Sulzer tant par la disposition du cylindre que par celle de la distribution.

Dans les types précédemment décrits, les boites des soupapes sont venues de fonte avec l'enveloppe du cylindre, dans laquelle un fourreau est rapporté ; le fond juxtaposé au bâti est également coulé du même jet que l'enveloppe, tandis que le couvercle de l'arrière est rapporté. Ce mode de construction entraine d'assez grands espaces nuisibles, tant en volume qu'en surface ; le chauffage des couvercles n'est possible qu'au moyen de tubulures rapportées, tant pour la prise de vapeur que pour le départ de l'eau condensée, ce qui fait qu'on y renonce le plus souvent. Enfin, pour le fonctionnement à vapeur surchauffée, la complication du cylindre n'est pas favorable aux grandes dilatations.

Dans le cylindre du type nouveau, les distributeurs sont placés dans les fonds, comme dans beaucoup de machines Corliss (fig. 99 et 101 *ante*), et comme dans les machines Van den Kerehove (fig. 282 et 283)[1]. Le cylindre proprement dit se réduit à un manchon pour le côté haute pression des machines compound à vapeur surchauffée, et à un tambour creux pour les cylindres à enveloppe.

Les deux genres de cylindres sont détaillés dans la planche VIII d'après les plans qu'ont bien voulu nous communiquer les constructeurs, à qui nous devons tous les renseignements qui se rapportent à ce nouveau type de moteur.

Les espaces nuisibles sont réduits ainsi à 3,7 0/0 et à 4,2 0/0 du

(1) Cette disposition est devenue à peu près générale dans les ateliers de Gand, où les fonds se désignent sous le nom de *pendules*.

volume engendré par les pistons pour le petit et le grand cylindre respectivement.

L'obturateur employé est toujours la soupape équilibrée, mais les sièges sont plans, comme on le voit dans la figure 299 (soupape d'admission du petit cylindre), et dans la figure 301 (soupape d'échappement du grand cylindre).

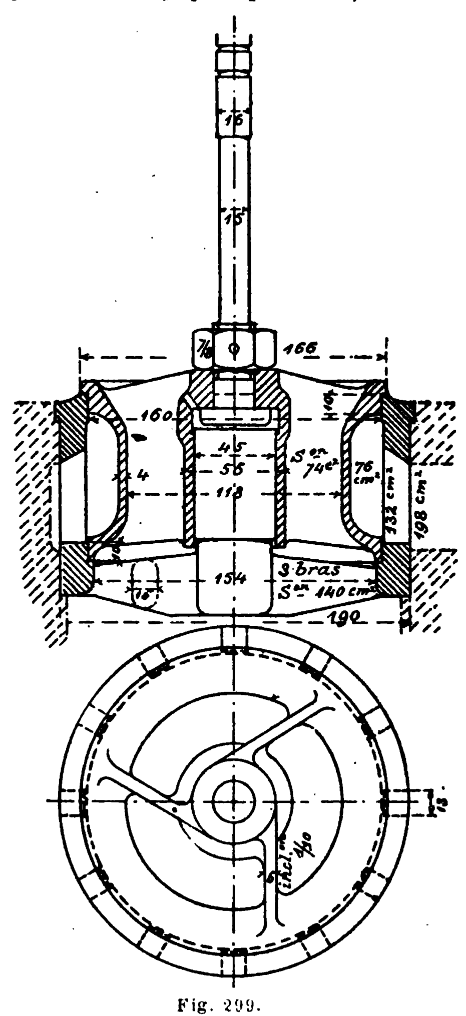
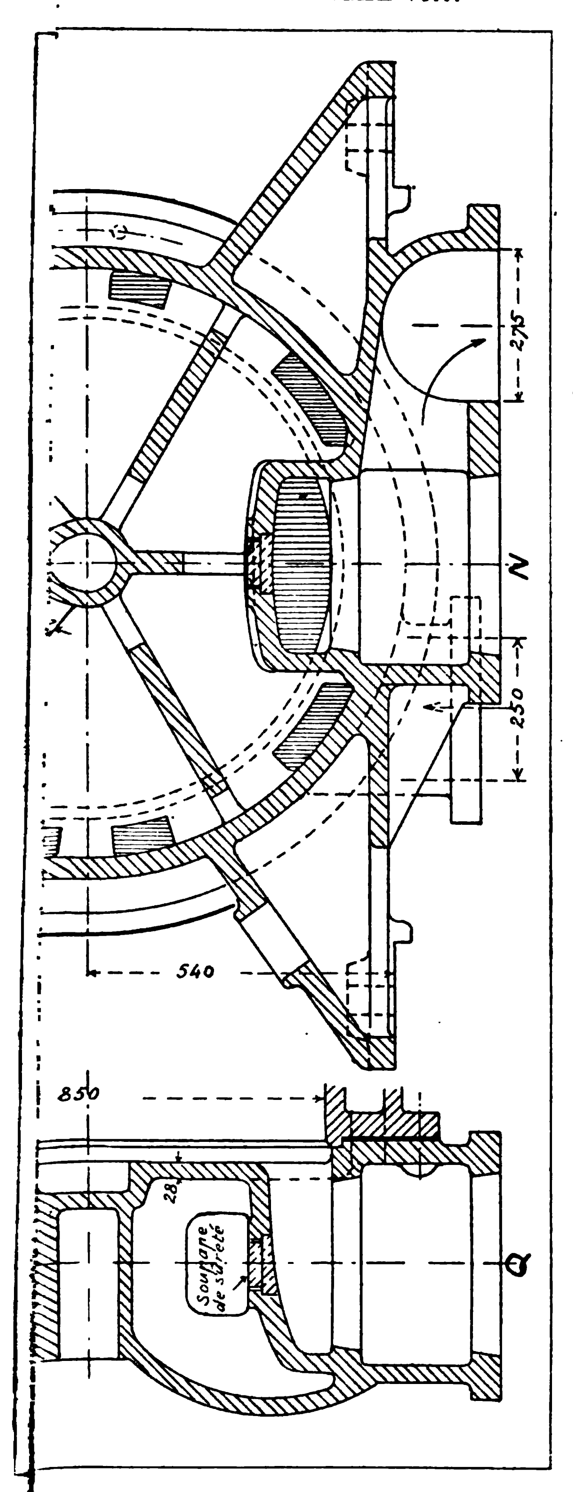


Fig. 299.

Les soupapes d'admission présentent d'ailleurs une particularité qui les différencie ; elles sont munies d'emboîtements cylindriques tournés à un diamètre très légèrement inférieur à celui de la pièce fixe sur laquelle sont ménagés les sièges. Ces emboîtements jouent le rôle de recouvrements, le contact des sièges assurant l'étanchéité lorsque la soupape est à fond de course (fig. 299) ; par le fait, l'introduction ne commence que lorsque la soupape s'est déjà soulevée d'une hauteur égale à ce recouvrement, et *vice versa*, la soupape, en tombant, peut parcourir le même espace après que l'admission se trouve interrompue, ce qui donne toute facilité pour amortir sa chute au moyen d'un dash-pot à air monté sur sa tige (1).

(1) La soupape Hochwald du constructeur Borsig présente une particularité analogue avec une disposition toute différente *(H. Dubbel, Dampfmaschinen)*.



e à haute

des res-
rendues
des sou-
it par un
e le levier
articulée
, elle est
er passer
uspendue
ec lequel
).
ent guidé
ve fixé le
he exerce
rquer que
rappel du
es au mi-
nt unique-
a tige, et

fait par la
ntre l'ex-
ier rendu
r par les

tion en ce
n est fort
à fond de
st à son
xtrémité *l*
jeu entre
(10 mm),
nchement

volume enge
pectivement;
L'obturate
sièges sont p
le voit dans
(soupape d'a
tit cylindre
figure 301 (s
pement du
Les soupa
présentent
particularité
rencie ; elle
d'emboîteme
tournés à u
légèrement i
de la pièce
sont ménagé
emboîtement
de recouvre
des sièges
chéité lorsqu
à fond de c
par le fait
ne commence
soupape s'es
d'une haute
recouvremen
la soupape, e
parcourir le
après que
trouve interr
au moyen d'

(1) La soup
analogue avec

La figure 295 donne l'ensemble de la distribution du cylindre à haute pression pour la face arrière, les soupapes étant enlevées.

Les soupapes d'échappement, sollicitées à la fermeture par des ressorts, sont commandées par cames, et sont par conséquent rendues indépendantes des mécanismes réglant l'admission. L'attaque des soupapes d'admission se fait par un excentrique qui commande le levier L *l* ; la clenche C *c* est articulée à l'extrémité *l* du levier, elle est évidée de manière à laisser passer la tige de la soupape, suspendue au piston du dash-pot avec lequel elle est solidaire (fig. 300).

C'est sur le prolongement guidé de ce piston que se trouve fixé le taquet sur lequel la clenche exerce sa poussée. Il est à remarquer que les masses soumises au rappel du ressort sont ainsi réduites au minimum ; elles comprennent uniquement la soupape avec sa tige, et le piston du dash-pot.

Le déclenchement se fait par la butée de la branche *c* contre l'extrémité renflée d'un levier rendu solidaire du régulateur par les connexions *rr*.

Fig. 300

L'étude de la distribution en ce qui concerne l'admission est fort simple ; le levier *l* étant à fond de course, l'excentrique est à son point mort supérieur ; dans la demi-révolution qui suit, l'extrémité *l* parcourt tout son mouvement de levée, qui comprend le jeu entre taquets (2 mm. dans l'exemple choisi), le recouvrement (10 mm), l'avance linéaire, et enfin l'ouverture totale pour le déclenchement

le plus tardif. Pour la machine représentée, l'excentricité est de 19,5

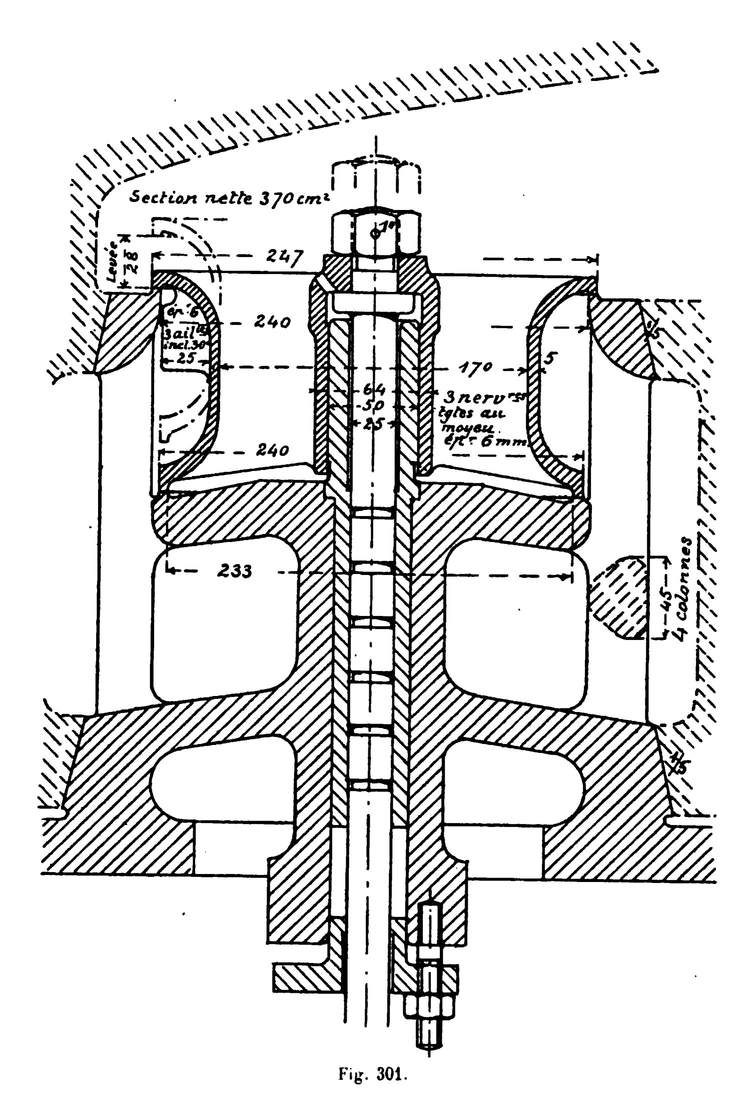


Fig. 301.

et 17 mm. respectivement pour l'arrière et l'avant, cette différence étant choisie pour égaliser les périodes d'introduction.

Les dispositions prises pour produire la chute de la soupape et amortir ce mouvement sont les mêmes que dans le type plus ancien (fig. 300).

Le sommet du support boulonné sur le couvercle de la soupape forme le cylindre à air, dans lequel se meut un piston exactement tourné ; des rainures sont creusées dans le cylindre jusqu'à une certaine distance du fond ; lorsque le piston a dépassé ces rainures, l'air ne peut plus s'échapper que par un petit canal qu'on voit à gauche de la figure, canal dont on règle l'ouverture au moyen d'un piston obturateur manœuvré par une vis.

La distribution du grand cylindre des machines compound est ma-

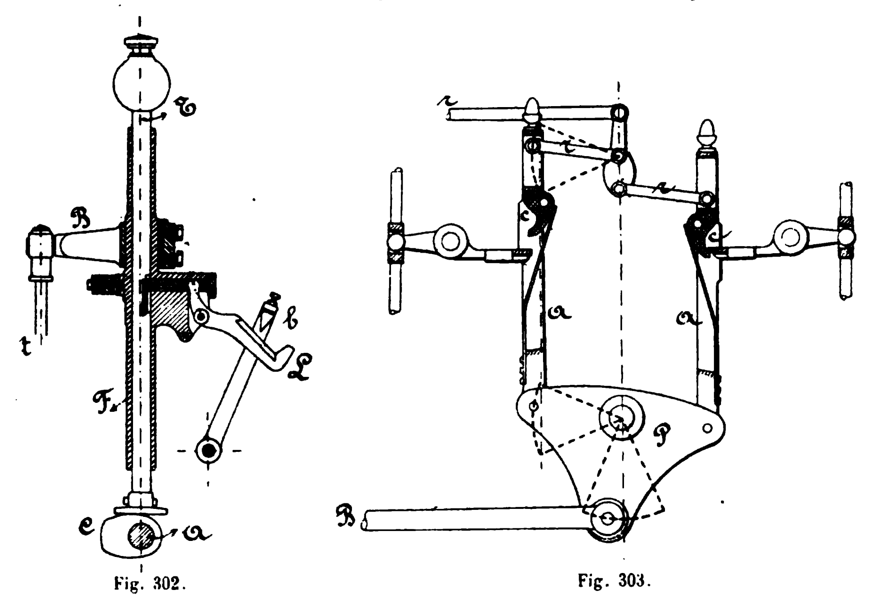


Fig. 302. Fig. 303.

nœuvrée par des cames, tant pour l'admission que pour l'échappement. Nous reviendrons plus loin sur le tracé de ces organes (**111** *bis*).

111. — *Autres systèmes de commande de soupapes à déclenchement.* — Les modes d'attaque des soupapes à chute libre sont très variés, nous en indiquerons quelques-uns, choisis parmi ceux qui s'écartent plus ou moins des systèmes déjà décrits.

Dans le système *Nolet* (fig. 302), le soulèvement était produit par une came C ; la tige T est solidaire du fourreau F, qui agit sur la tige *t* de la soupape par le bras B en porte-à-faux ; mais cette solidarité n'existe que pendant la levée, elle est établie par un verrou que déclenche

le levier coudé L lorsqu'il vient en contact avec le butoir *b* dépendant du régulateur. Le profil du levier L peut être déterminé par points de manière à rendre l'action du régulateur plus ou moins proportionnelle. Un dispositif identique a souvent été appliqué par *Correy*, à Rouen.

Dans le système *Zimmermann-Hanrez* (fig. 303), le plateau P, commandé par la barre B de l'excentrique, communique aux deux pièces AA un mouvement vertical d'oscillation ; ces pièces sont plus ou moins écartées par les connexions *rrr* du régulateur ; elles portent les cliquets *cc*, qui agissent sur les leviers des soupapes.

Le système *Walschaerts* (fig. 304) comprend, pour chaque extré-

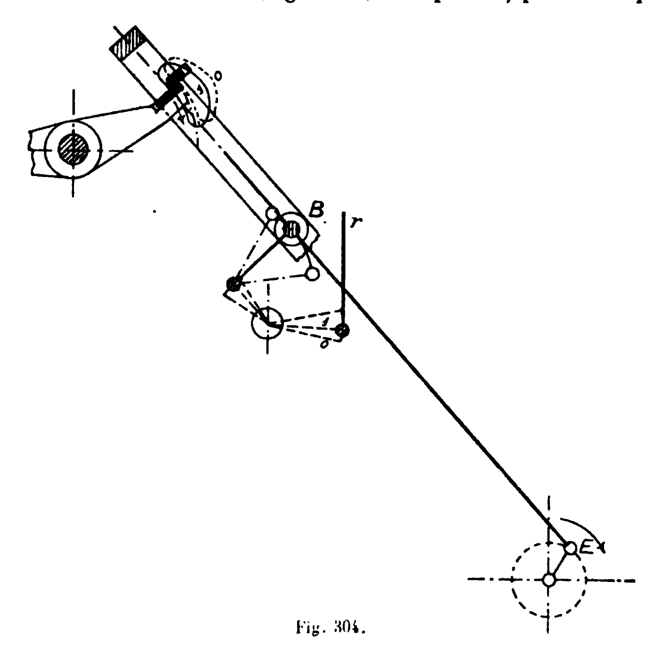


Fig. 304.

mité du cylindre, un excentrique E, dont la barre EB s'appuie au point B sur une trajectoire en arc de cercle déplacée par le régulateur ; la barre est prolongée vers le haut et porte un taquet qui accroche l'extrémité du levier de la soupape ; l'arête de ce taquet décrit des courbes telles que celles qui sont dessinées pour deux positions du régulateur. Le déclenchement se produit dans les positions pour lesquelles

l'arc de cercle décrit par l'extrémité du levier de la soupape rencontre

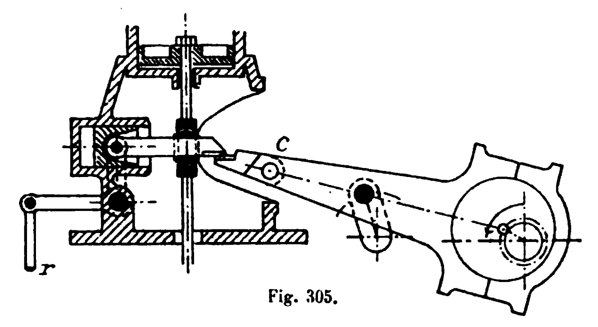


Fig. 305.

les trajectoires du taquet de la barre d'excentrique.

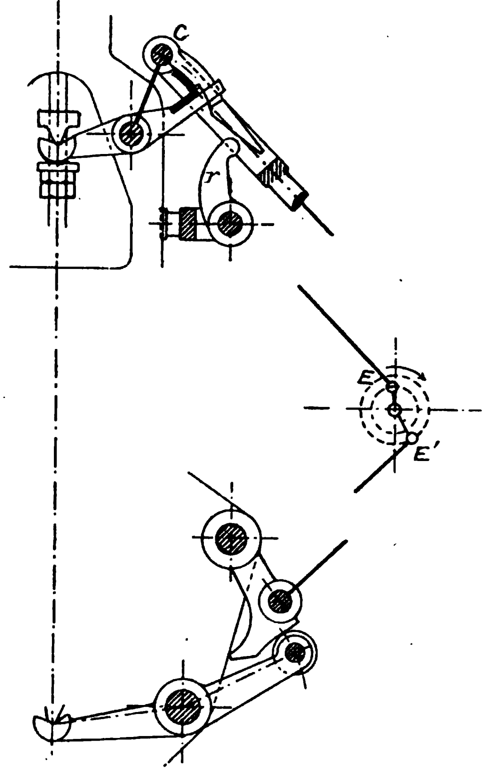


Fig. 306.

Ces systèmes, longtemps en vogue dans quelques machines belges, sont abandonnés.

Le déclic *Gutermuth* (fig. 305), appliqué en Allemagne à des machines verticales, se rapproche en principe de celui de Walschaerts ; la trajectoire décrite par le taquet de la barre d'excentrique est fixe, mais le cliquet qui soulève la soupape pivote autour d'une articulation que déplace horizontalement le régulateur. Au moment de l'arrêt, il arrive que certains moteurs (ceux qui commandent des compresseurs d'air par exemple), retournent en arrière ; pour éviter que le déclic de la soupape ne soit accroché à contre-sens, l'extrémité de la barre est coupée par une charnière C qui n'altère pas la rigidité pour la commande habituelle, et qui s'efface lorsque le mouvement est renversé.

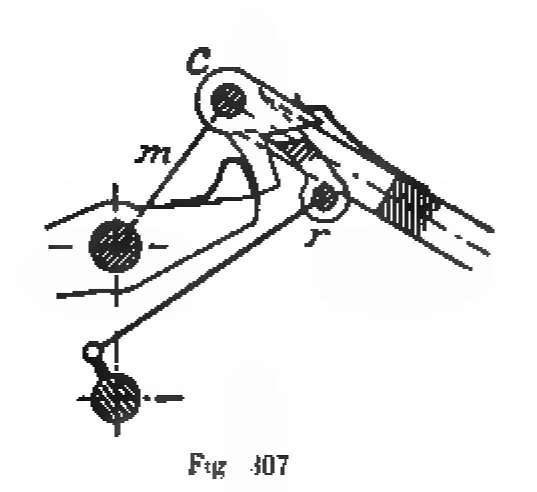


Fig. 307


Fig. 308

La figure 306 représente un dispositif dû à *Collmann*, qui ressemble, en ce qui concerne l'admission, à celui des machines Van den Kerchove. L'excentrique E commande, par la barre EC, le pivot C de la clenche, dont le bec incliné vient s'appuyer sur l'extrémité du rayon *r* orienté par le régulateur. La commande de l'échappement se fait par une came oscillante actionnée par l'excentrique E'. Le système *Kaufhold* (fig. 307), est à rapprocher du précédent, mais la surface de butée qui provoque le déclenchement est portée par le membre C*r*, dont l'extrémité C parcourt l'arc de cercle fixe imposé par la liaison *m*, tandis que l'extrémité *r* parcourt un arc dont le centre est déplacé par le régulateur.

Dans le déclic (fig. 308) adopté par les *Sociétés d'Augsbourg* et *Nuremberg*, la clenche s'appuie sur le galet *g*, porté par le bras *gh*, articulé au point *h* près du centre de rotation du levier attaquant la

soupape, tandis qu'un point intermédiaire i de ce bras est relié au mouvement r du régulateur. Le centre du galet décrit une trajectoire variable avec la position du régulateur (1).

111 *bis.* — *Détails divers.* Les leviers roulants, employés à raison des propriétés que nous avons signalées, sont rarement tracés de manière à éviter tout glissement entre leurs faces.

Fig. 309

Si nous examinons par exemple le cas des leviers L et L' de la figure 293, on pourrait adopter pour les courbes de contact, soit des ellipses très allongées tournant autour de leurs foyers a, a', soit des spirales logarithmiques, ces lignes ayant comme on sait la propriété de

(1) Voir sur ces systèmes et sur d'autres :
Engg. 1902—1—642; id., p. 840 (Kaufhold); 1902—2—308 (Collmann); 1905—2—554 (Preudhomme); 1906—1—243 (Cie Liégeoise).

rouler l'une sur l'autre sans glissement ; dans toutes les positions, le point de contact se trouve sur la ligne des centres $a\,a'$.

Pour la disposition employée pour commander la soupape d'admission de la figure 294, on pourrait s'imposer la condition que l'articulation M se déplace en ligne droite sur l'axe de la soupape sans nécessiter aucun guidage de ce point ; cette condition serait obtenue en donnant au levier la forme d'un arc de cercle, et à la semelle celle d'un arc concave de rayon double, dont le centre se trouverait sur l'axe vers le haut.

Dans la pratique, on s'écarte plus ou moins de ces conditions, un léger glissement entre les surfaces graissées et peu chargées n'ayant pas d'inconvénients.

L'étanchéité des tiges des soupapes est souvent obtenue par des bourrages ; le serrage doit être assez modéré pour que les ressorts de fermeture agissent à coup sûr. Pour les soupapes d'introduction en particulier, dont la levée est variable, il arrive que les tiges se creusent par l'usure dans la zone d'introduction habituelle et s'étranglent dans le bourrage lors d'une forte levée. Aussi, quelques constructeurs suppriment le bourrage ; la tige est creusée de rainures circulaires et se meut dans une longue buselure alésée avec précision (joint en labyrinthe); pour recueillir l'eau de condensation, on réserve une chambre vers le haut de la boîte, et on la met en communication par un petit tuyau avec le condenseur (fig. 309, disposition de la Société d'Aschersleben) ; on peut ainsi aspirer l'huile de graissage versée dans un godet autour de la tige, et régler cette aspiration par un robinet placé sur le tuyau.

Les soupapes sont à sièges plans ou à sièges coniques (voir sur ces dernières les observations du n° 112).

On favorise parfois le maintien de l'étanchéité en provoquant un mouvement de rotation des soupapes qui est obtenu en donnant aux ailettes de jonction avec le moyeu ou aux ailerons de guidage une inclinaison sur la verticale (fig. 299 et 301). En traçant les ailettes tangentes et non normales au moyeu, on maintient mieux la forme circulaire de l'anneau sous l'influence des dilatations ; la maison *Bollinckx* préconise même une soupape sans ailettes, dans laquelle

l'anneau est rendu solidaire du système fixé sur la tige par une nervure circulaire intérieure (1).

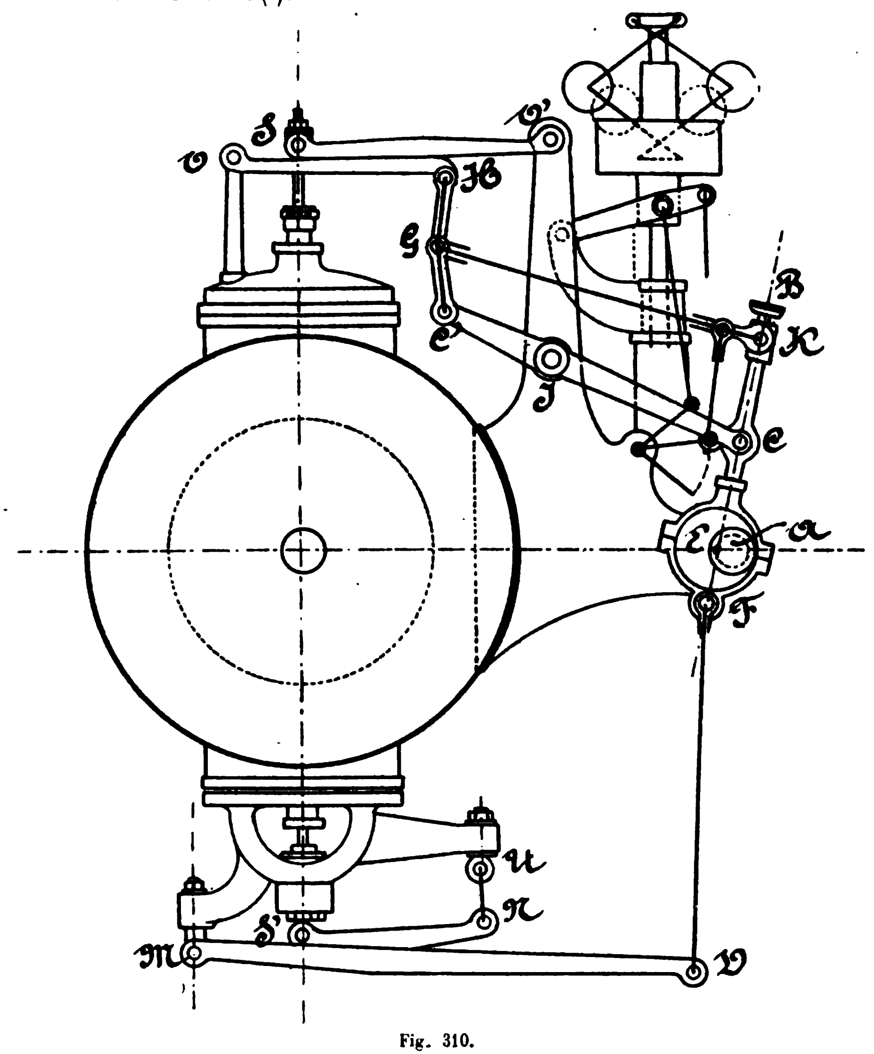


Fig. 310.

On proportionne le diamètre et la levée des soupapes de manière à réaliser la section de passage calculée en fonction de la vitesse moyenne

(1) Un système d'attaque identique est employé par *Riedinger (Zeitschrift V. D. I.* 1907-1-766).

de la vapeur, comme pour les autres distributions. Il faut remarquer que la moitié du débit doit passer par l'intérieur de la soupape, et tenir compte, dans le calcul, de l'obstruction du moyeu, des ailettes, etc. (voir les indications données sur la figure 299).

La commande par cames pour les soupapes d'échappement, momentanément abandonnée, a été reprise par quelques constructeurs, qui l'appliquent même aux soupapes d'admission des grands cylindres des machines compound ; elle demande une attention particulière(1).

Il est très facile de déterminer le profil d'une came tournante de manière à réaliser les phases de la distribution ; on en déduit la vitesse radiale du galet en fonction du temps, puis l'accélération, et enfin la pression que doit exercer le ressort pour produire cette accélération dans toutes les positions angulaires de la came.

Cette étude est surtout nécessaire pour les machines à grande vitesse et lorsque les masses sont importantes ; elle conduit à adopter un profil qui fait avec la circonférence un angle modéré, largement arrondi aux deux angles.

Il est nécessaire, pour bien assurer la fermeture, de réserver un jeu de 1 à 2 mm. entre le galet et la région cylindrique de rayon minimum.

Ces remarques s'appliquent également aux cames oscillantes, comme celle qui actionne l'échappement dans la figure 306.

§ XI

Soupapes à chute accompagnée

112. — Ce système a été préconisé par *Collmann*, qui en a réa de nombreuses dispositions ; les soupapes d'introduction sont ouve desmodromiquement par la machine, elles sont fermées par l'ac d'un ressort qui concourt avec la pesanteur à les ramener sur

(1) Théorie des cames par *W. Hartmann* (*Zeitschrift V. D. I.* 1905—2 et 1624).

siège ; mais au lieu d'être libres pendant qu'elles tombent, elles continuent à s'appuyer par le levier de commande sur le mécanisme dépendant de la machine. Il n'est plus nécessaire de modérer leur chute, et l'on peut atteindre des vitesses supérieures à celles des machines à déclics. On comprendra les dispositions du système Collmann (fig. 310), d'après la légende explicative ci-dessous :

A, arbre parallèle au cylindre et commandé à la même vitesse que l'arbre moteur ;
E, excentrique calé sur l'arbre A en face de chacune des soupapes d'introduction ;
E B, barre d'excentrique, dont un point intermédiaire C est lié à l'extrémité du balancier C'C, articulé au point I ;
C'G, G H, leviers articulés au point G ; ce point est relié, par la bielle G K, au coulisseau K, qui peut occuper sur la barre d'excentrique différentes positions, par suite de ses liaisons avec le régulateur ;
O H, levier articulé au point fixe O ;
O'S, levier articulé au point fixe O', actionné par le levier O H, et bombé sur sa face inférieure ;
S, suspension de la soupape d'introduction ;
F, articulation choisie sur le collier d'excentrique et destinée à la commande de la soupape d'échappement ;
F D, bielle actionnant le levier M D, articulé au point fixe M ;
N S', levier bombé sur sa face inférieure et reposant sur M D ;
S', point de suspension de la soupape d'échappement ;
N U, bride destinée à permettre l'oscillation de N.

Lorsque l'excentrique se trouve dans la position de la figure, et se meut vers le bas, si l'on fait abstraction de la liaison GK, en considérant C'GH comme une barre rigide, la soupape S se soulève d'un mouvement de plus en plus rapide, le point de contact des leviers OH, O'S se rapprochant de plus en plus du point H. Mais en même temps que le centre E descend, l'oscillation de la barre d'excentrique reporte le coulisseau K de plus en plus vers la gauche, les leviers C'G, GH, en se repliant, diminuent la distance entre les points C' et H, ce mouvement combat celui qui est dû à l'abaissement vertical du point E ; bientôt, ce dernier point commence à s'élever, et son mouvement vertical joint au mouvement de K vers la gauche, contribue à abaisser rapidement le point H. Le mouvement horizontal de K est d'autant moins prononcé qu'il se rapproche plus de C ; la fermeture est donc rendue plus tardive au fur et à mesure que le coulisseau K descend sous l'ac-

tion du régulateur. Lorsque le coulisseau s'élève suffisamment il annule l'introduction ; la longueur de la tringle GK et l'inclinaison de la barre EB sont choisies de telle manière que lorsque le piston est au point mort, le déplacement du coulisseau K ne modifie pas sensiblement la position de G ; l'avance linéaire est donc à peu près constante.

On doit à Collmann de judicieuses observations sur l'étanchéité des soupapes équilibrées qui, généralement, est altérée par une différence de dilatation entre la soupape et la pièce qui contient les sièges. La dilatation a pour effet d'augmenter toutes les dimensions linéaires dans le même rapport, et par conséquent, la soupape reste géométriquement semblable à elle-même quelle que soit sa température ; il en résulte que la dilatation ne modifie pas l'angle au sommet des surfaces coniques des sièges ; la même remarque est vraie pour les surfaces d'appui de la soupape. Deux surfaces coniques rodées restent donc toujours en contact, même pour des dilatations différentes, lorsque leurs sommets coïncident, car les génératrices ne font que glisser l'une sur l'autre ; cette propriété est vraie pour tous les cônes de même sommet, et par conséquent, les surfaces des deux sièges doivent avoir un sommet commun ; cette condition est réalisée dans les soupapes des figures

Fig. 311. Fig. 312.

311 et 312 ; comme cas particulier, l'un des sièges pourrait être plan, et moyennant cette précaution, la soupape et son siège peuvent subir des températures inégales ou être formés de métaux différents.

112 *bis* — *Systèmes à excentrique fictif variable.* En principe,

ces systèmes dérivent surtout des distributions radiales, et principalement de celles étudiées au n° 99. On sait que, dans ces distributions, le mouvement obtenu pour le tiroir est celui que produirait un excentrique fictif fonction de l'excentrique réel et de l'inclinaison de la trajectoire d'un point de la barre d'excentrique. Cette propriété peut être aussi bien utilisée pour commander des soupapes que des tiroirs ; il est même à remarquer que l'invariabilité de l'excentrique réel peut être mise à profit pour actionner l'échappement, qui doit rester indépendant des changements d'introduction. Les soupapes peuvent d'ailleurs être commandées par des mécanismes légers, qui ne sont soumis qu'à de faibles efforts pendant que les soupapes sont soulevées ; par conséquent, la mobilité de la trajectoire qui doit être orientée pour modifier l'introduction peut être produite par le régulateur.

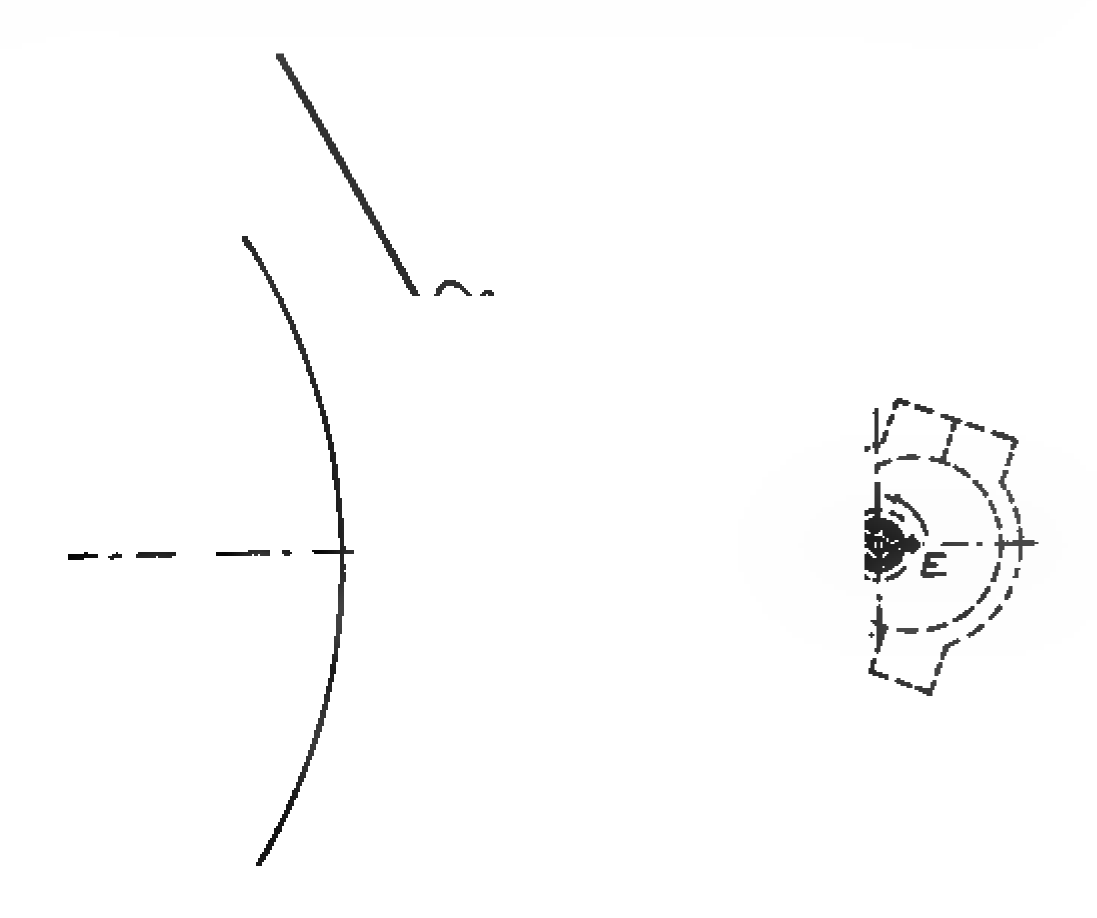


Fig. 313.

Le système *Bromley* (fig. 313), s'explique par les remarques qui précèdent. L'excentrique E commande l'échappement par le point A de son collier, et l'admission par l'extrémité B de sa barre ; celle-ci est suspendue, en son milieu C, au point I porté par un secteur dont la posi-

tion dépend du régulateur. On obtient ainsi pour l'extrémité B, les trajectoires elliptiques 0, 1, 2, qui conviennent pour réaliser toutes les introductions possibles depuis zéro. Les trajectoires se coupent dans le voisinage d'un même point B ; cette intersection serait rigoureuse si les axes O et C coïncidaient, mais cette condition est suffisamment réalisée pour que l'ouverture se produise dans la même position de l'excentrique E, et, par conséquent, de l'arbre. La trajectoire du point A varie également un peu d'après la position de I.

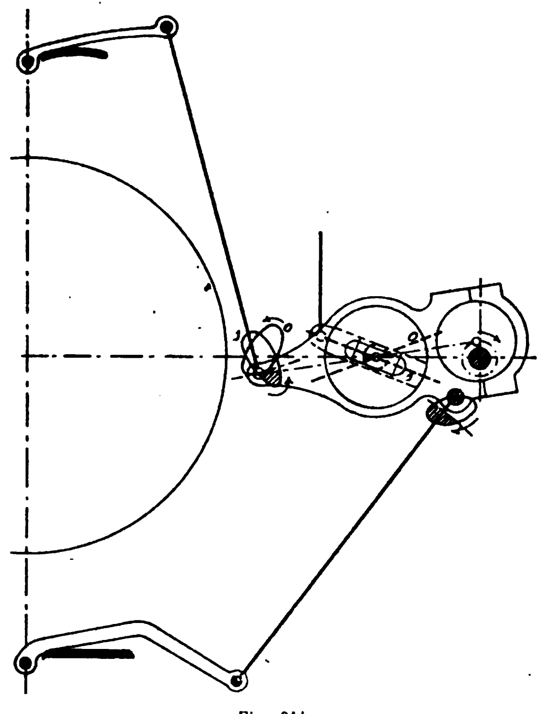


Fig. 314.

Le système plus connu de *Radovanovic* (fig. 314) est à directrice rectiligne formée par un coulisseau qui peut tourner autour d'un arbre horizontal manœuvré par le régulateur ; la transmission du mouvement aux soupapes se fait par leviers roulants.

Il est à remarquer que la réaction exercée sur le système par la sou-

pape ne doit pas influencer le régulateur [1] ; dans le système Bromly, cet inconvénient n'est pas à craindre ; c'est en effet au moment où la soupape commence à s'ouvrir qu'il faut exercer un effort notable résultant de la différence des sièges ; il en résulte au point C de la barre EB, une réaction qui a la direction CI et qui n'exerce pas de moment autour du centre O. Au moment de l'ouverture de la soupape, la réaction se porte, dans le système de la figure 314, à peu près au centre du coulisseau, et n'influence pas non plus le régulateur.

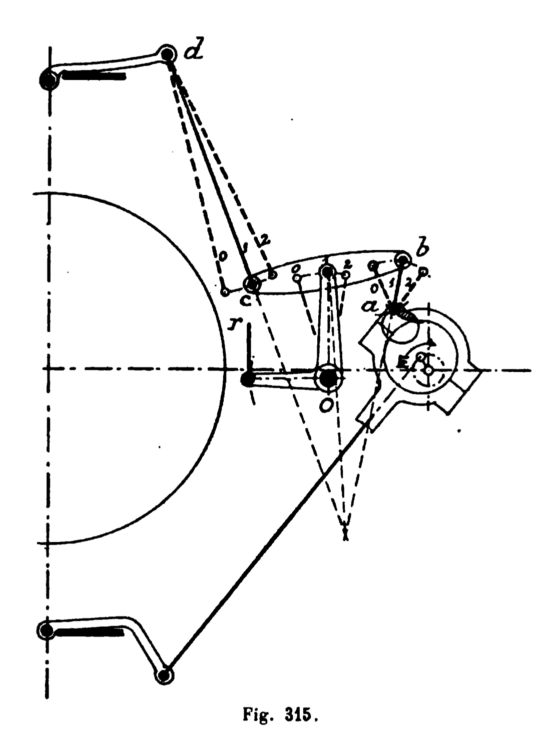


Fig. 315.

112 *ter.* — *Systèmes basés sur l'orientation de la liaison avec l'excentrique.* — La distribution Widmann (fig. 315) est un exemple caractéristique de cette classe de mécanismes. L'excentrique E commande, par sa barre, la soupape d'échappement, tandis qu'un point de

(1) Dans les systèmes à déclenchement, la réaction du déclic est ordinairement assez faible pour que cette condition soit remplie, sans compter que le régulateur devient entièrement libre après le déclenchement.

son collier actionne la soupape d'admission, par l'intermédiaire d'un balancier dont le pivot est déplacé par l'arbre O, dépendant du régulateur.

Considérons la soupape d'admission dans la position où elle est sur le point de s'ouvrir, et qui est celle de la figure ; sans changer le point *d*, on peut donner à la bielle *cd* une série de positions telles que 0, 1, 2 ; la bielle *ab* prendra les positions correspondantes marquées par les mêmes chiffres, et le centre du balancier prendra également les trois positions 0, 1, 2, ce qui n'est compatible avec la liaison O1 qu'à la condition que O soit le centre de la circonférence passant par ces trois points, condition qu'on a soin de réaliser. Quelle que soit la position

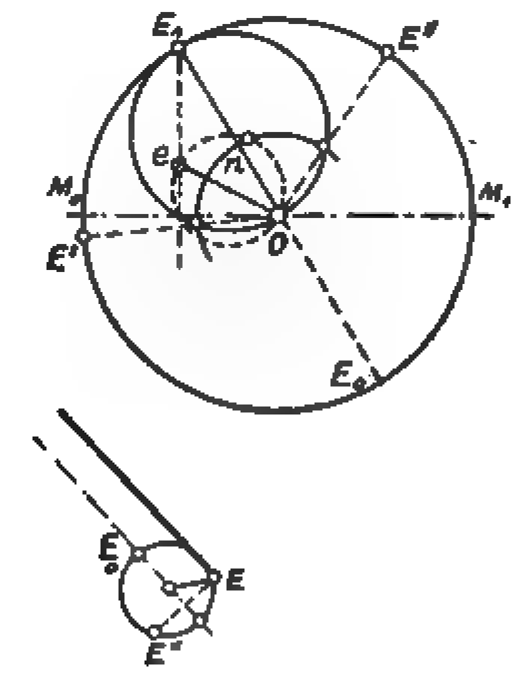


Fig 316

du régulateur, le point *a* décrit une trajectoire elliptique invariable, mais il en résulte des introductions différentes suivant que la bielle *ab* occupe les directions 0 (introduction nulle), 1, ou 2.

En négligeant l'effet du frottement sur les pivots, la réaction qui s'exerce au centre du balancier passe à la fois par ce point, et par l'intersection des bielles *dc*, *ba* ; il se fait que cette direction s'écarte toujours assez peu du point O pour ne pas influencer le régulateur d'une manière nuisible.

112 IV. — *Systèmes à excentrique variable.* — A ces systèmes

appartiennent les distributions assez récentes de *Lentz* et de *Recke*, qui utilisent les mêmes propriétés.

Dans la distribution Lentz, les deux soupapes d'échappement sont commandées par des excentriques fixes, tandis que les soupapes d'introduction sont actionnées par des excentriques de rayon et de calage

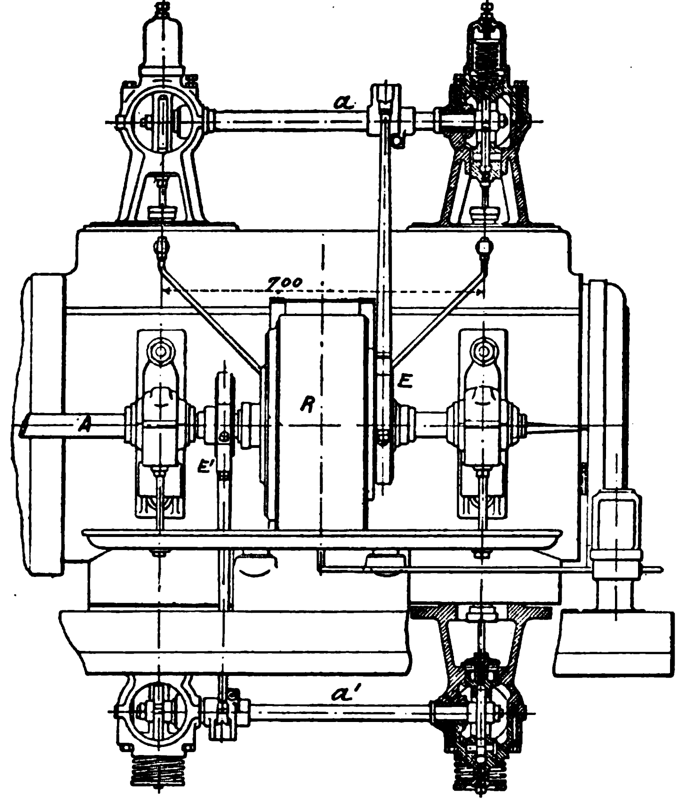


Fig. 318.

variables par l'action d'un régulateur puissant appartenant à la catégorie des régulateurs d'arbre (116). Ce régulateur est monté sur l'arbre de distribution, et il influence en même temps les deux excentriques de l'admission, qui sont opposés l'un à l'autre.

Considérons l'un de ces excentriques, E' (fig. 316), lié à la soupape à commander par une came oscillante. Les écarts du point A, et, par

conséquent, les écarts angulaires utilisés pour le mouvement de la soupape, obéissent à la loi circulaire donnée par l'épure de Zeuner (1).

En supposant que E' soit la position de l'excentrique pour laquelle la soupape commence à se lever, les mouvements de levée et de chute de

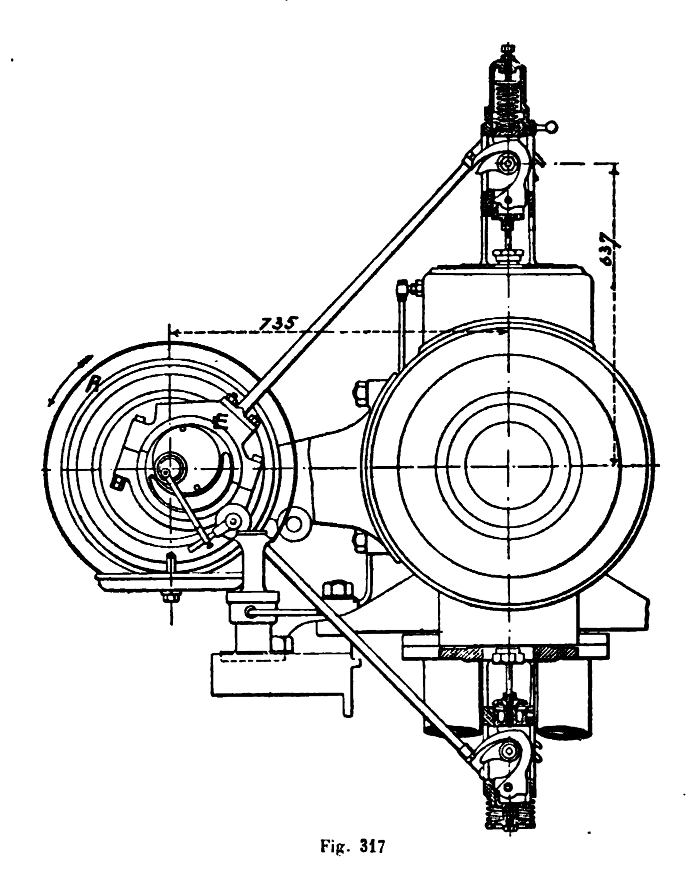


Fig. 317

la soupape se produisent pendant l'arc E' E''; les écarts qu'entraîne le parcours restant E'' E_0 E' ne sont pas utilisés. Si on traduit par l'épure

(1) Il va de soi que la loi du mouvement du galet sur lequel agit la came dépend du tracé de celle-ci ; les choses se passent comme dans la distribution par tiroir, en tant qu'on considère les écarts angulaires de la came ; après la fermeture, les écarts cessent d'influencer la lumière, parce qu'elle est recouverte par le tiroir; de même, la soupape s'arrête sur son siège, le mouvement angulaire de la came continue néanmoins, mais le profil de la came doit être sans action sur le galet, soit qu'on le supprime ou qu'on le trace concentriquement à l'axe I.

de Zeuner la loi des écarts, on voit que l'écart angulaire utile est représenté par n E_1, tandis que l'écart n E_0 est sans effet sur la distribution.

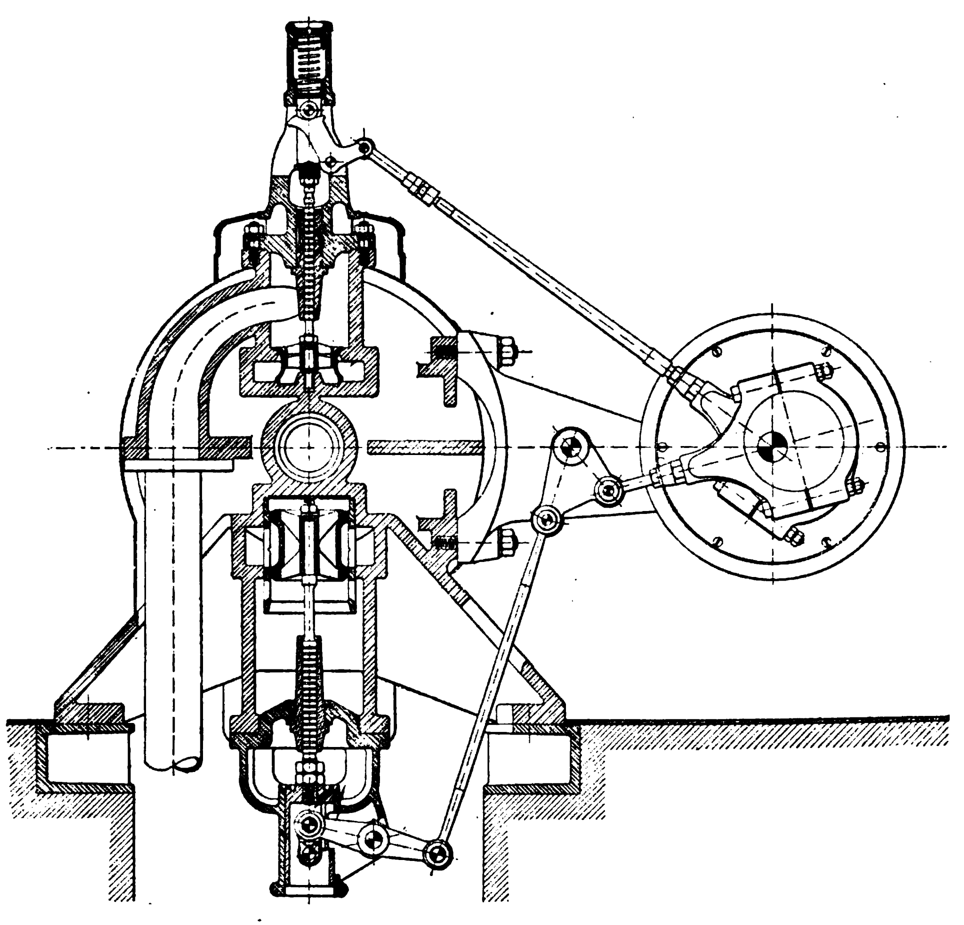


Fig. 319.

En changeant l'excentrique de manière à ce qu'il soit représenté sur l'épure par le vecteur O e, on réduit l'introduction, et on peut même l'annuler si le point e descend suffisamment en dessous de M_0 M_1.

La trajectoire du point e dépend de l'agencement du régulateur ; dans le cas de la figure, on sait que l'avance linéaire est constante, E_1 e étant

une ligne droite perpendiculaire à $M_0 M_1$; nous reviendrons sur ce point au chapitre suivant.

Le mouvement angulaire utile de la came diminue avec l'introduction, et il en est de même de l'ouverture ; cette particularité n'est pas spéciale aux distributions de l'espèce, elle existe aussi pour les distributions par déclenchement et elle est même plus prononcée lorsque l'attaque de la soupape a lieu par un levier roulant. Pour qu'elle ne nuise pas à la distribution, il convient de tracer la came de manière à obtenir un soulèvement prononcé dès le début de son action sur le galet ; toutefois, on ne peut aller trop loin dans cette voie, comme il est facile de le comprendre (1).

Les figures 317 et 318 (2) donnent la disposition générale d'une machine du système Recke ; le régulateur R, monté sur l'arbre de distribution A, agit sur l'excentrique unique E de l'admission ; il attaque l'arbre de renvoi *a* monté au-dessus du cylindre, et qui porte les cames d'admission ; celles-ci ont un profil symétrique pour les deux soupapes, et elles entraînent par roulement les liaisons en forme de crochet qui soulèvent les soupapes. Une disposition identique commande l'échappement au moyen de l'excentrique E′ calé invariablement sur l'arbre de distribution, et de l'arbre auxiliaire *a′*.

La maison *Bollinckx* construit actuellement des moteurs appartenant à cette classe (fig. 319) (3). Le régulateur et la commande de l'introduction sont disposés comme dans le système Lentz, tandis que l'échappement se fait par un piston-valve à double passage s'ouvrant de haut en bas. Nous avons signalé au n° 111 *bis* le mode particulier d'attache des soupapes d'admission sur leur tige.

---

(1) Distribution Lentz, *Zeitschrift V. D. I.*, 1907-1-144.

(2) D'après *Engineering*, 1907-2-437, construction de Ruston, Proctor et Cie. Cette machine est également construite par les ateliers Walschaerts, à Bruxelles.

(3) Cette figure est extraite d'une publication du constructeur (2e édition 1907). Voir, comme appartenant à la même catégorie, la distribution Proell-Schwabe (*Zeitschrift V. D. I.*, 1905-2-1851).

CHAPITRE IV

Régulateurs (1).

113. — *Réglage par étranglement.* — Le régulateur peut agir en réglant la pression de l'introduction, ou en modifiant sa durée. Au point de vue de l'utilisation, ces deux modes ne sont pas équivalents.

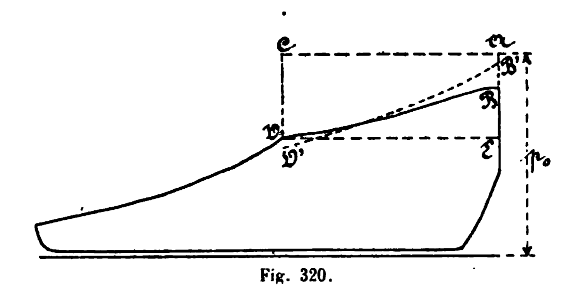


Fig. 320.

Lorsque le régulateur agit sur la pression, il crée un étranglement plus ou moins grand à l'entrée dans la chapelle, et la courbe d'indicateur se présente comme dans la figure 320, la pression à l'amont de la valve est p_0 ; la chute de pression est AB au moment où l'admission s'ouvre, elle devient CD au moment où l'introduction se ferme, BD est la loi des pressions dans la chapelle (ou sur le piston) pendant que l'introduction est ouverte, c'est donc la loi de détente de la vapeur empri-

(1) La théorie des régulateurs a été donnée dans le premier fascicule, nos 121 à 140, il ne nous reste à examiner ici que leur mode d'action sur la distribution, et les renseignements plus spéciaux au réglage des machines à vapeur.

Voir, outre la bibliographie donnée sur ce sujet dans le premier fascicule, le mémoire de *Sankey : Governing of Steam Engines*, etc. (*M. of P. Mechanical Engineers*, 1895), ainsi que l'ouvrage : *Régularisation des moteurs des machines électriques*, par *P. Minel* (*Encyclopédie Léauté*).

La marche en parallèle des alternateurs a fait l'objet d'un important mémoire de *P. Boucherot*, au Congrès de Mécanique de Liége (T. III des rapports de ce Congrès et *Revue de Mécanique*, 1907-1-421); cette question montre bien la complexité du problème de la régularisation. Le même problème est traité par *E. Rosenberg* (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1904-1-793, 856).

sonnée dans la chapelle, modifiée par l'afflux de vapeur qui passe par la valve du régulateur sous l'influence de la différence de pression comprise entre AC et BD. Lorsque l'introduction est fermée, la pression de la chapelle remonte de la quantité EB jusqu'au moment de l'admission suivante.

En résumé, la vapeur formée dans la chaudière à la pression du point A n'est jamais admise sur le piston à une pression supérieure à celle de la ligne BD, la perte d'effet qui accompagne ce phénomène a été étudiée ailleurs (3e fascicule, n° 131 ; 4e fascicule, n° 118). Le volume de la chapelle a du reste une influence sur la forme de la ligne BD ; ainsi, avec une chapelle très réduite et pour la même ouverture de la valve, la pression remonterait plus haut après la fermeture de l'introduction, et tomberait plus rapidement pendant l'admission, comme l'indique, par exemple, la ligne B'D' ; avec une chapelle de volume infini, la ligne BD serait horizontale.

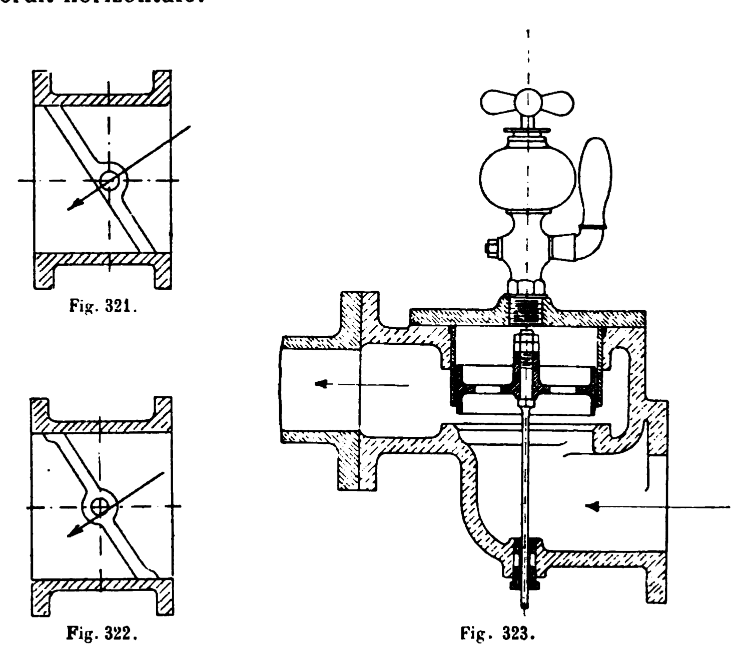


Fig. 321.

Fig. 322.

Fig. 323.

Il convient de réserver le réglage par étranglement aux petits moteurs ou au cas où l'on ne peut employer la détente automatique. Certains

moteurs fonctionnent du reste à charge constante, par exemple les pompes élevant l'eau à une hauteur invariable, le régulateur n'est alors qu'un appareil de sûreté destiné à empêcher la machine de s'accélérer en cas d'un déchargement accidentel; en temps normal il est tout à fait ouvert.

Pour les moteurs à charge fréquemment variable, l'emploi de la détente est illusoire avec ce mode de réglage, car si l'on suppose, par exemple, la machine munie d'un système de distribution Meyer ou autre, variable à la main, on sera obligé de le disposer pour que le régulateur étant au bas de sa course, la machine puisse emporter la charge maximum ; aussi, le réglage par étranglement tend à disparaître de plus en plus.

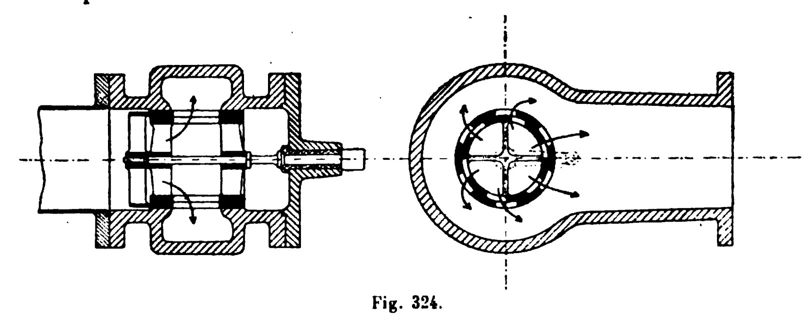


Fig. 324.

Les valves employées sont de divers systèmes, mais elles doivent toujours être équilibrées, le régulateur étant un appareil peu puissant ; on emploie la valve à papillon (fig. 321) [1] ; la disposition (fig. 322) est défectueuse, la valve, dans la position de fermeture cesse d'être équilibrée. On emploie aussi la valve cylindrique (fig. 323) (Willans), la valve cylindrique à lanterne à mouvement de rotation (fig. 324) (voir sa position en R) (fig. 15). La soupape à double siège ne convient pas, parce qu'il existe forcément une différence de diamètre entre les sièges, et la soupape n'est plus équilibrée au moment de la fermeture ; lorsqu'elle arrive à se fermer, le régulateur ne parvient plus à l'ouvrir.

Pour réduire le travail moteur, il faut créer une perte de charge sensible ; lorsque l'on donne une section d'ouverture trop grande pour la

(1) Voir au sujet de la position de l'axe : *Reuleaux* (*le Constructeur*, 3e édition française, p. 1125) et *Marié* (*Annales des Mines*, 1887, p. 202).

position inférieure du régulateur, celui-ci se tient presque toujours dans le voisinage du sommet de sa course, et le régime est instable, parce qu'un très petit déplacement du manchon fait passer le travail par ses valeurs extrêmes. Pour corriger cette instabilité, on peut lier le manchon à la valve de manière à ce que celle-ci se déplace très peu lorsque le manchon est au sommet de sa course ; on arrive au même résultat d'une manière plus simple en donnant aux ouvertures une forme triangulaire, ou en pointe (fig. 325) ; ce système, appliqué à un fort moteur compound s'est fort bien comporté, les diagrammes 1 à 5 (fig. 326), relevés sur le cylindre à haute pression pendant une variation de charge, et à intervalles de temps à peu près égaux, démontrent la proportionnalité de l'action du régulateur.

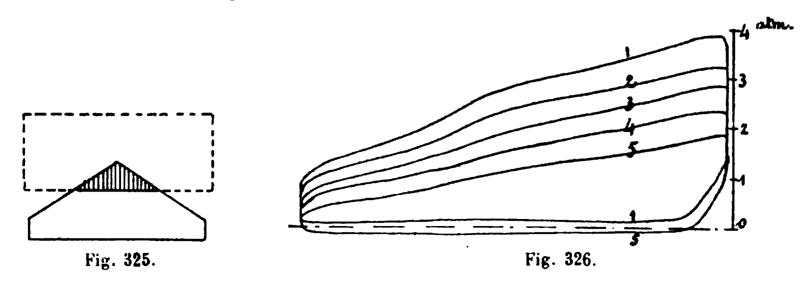


Fig. 325. Fig. 326.

La section totale des lumières est calculée de manière à donner à la vapeur une vitesse moyenne de 80 mètres par seconde lorsqu'elle est entièrement découverte, et que la machine admet à pleine course (1).

Il existe pour les petits moteurs un grand nombre de régulateurs bien agencés, que l'industrie fournit en séries, ils sont assez souvent combinés avec une valve qui sert de modérateur ; il suffit de déterminer le diamètre de la poulie de commande de manière à leur communiquer la vitesse moyenne d'équilibre.

114. — Le mode de réglage le plus rationnel consiste à agir sur la durée de l'introduction ; nous avons rencontré, dans l'étude des distri-

(1) Nous avons déterminé ce chiffre par tâtonnements sur une machine de 500 chevaux en modifiant la valve ; avec des ouvertures plus grandes, le régulateur n'utilisait que la partie supérieure de sa course, avec des ouvertures plus faibles, la puissance maximum était réduite dans une assez forte mesure. Les courbes d'indicateur successives obtenues sur le cylindre à haute pression de la machine compound ainsi réglée sont celles de la figure 326.

butions, de nombreux mécanismes à détente variable ; toutefois, il nous reste à définir leur liaison avec le régulateur.

Distribution à tiroir simple. — Le régulateur conique à boules est trop peu puissant pour modifier les éléments (excentricité et angle de calage) de la distribution par tiroir simple, même lorsque cet organe est équilibré [1] ; il n'en est pas de même du régulateur dit *Américain* (régulateur d'arbre ou de volant), qui est aujourd'hui extrêmement répandu pour conduire des distributions à tiroir cylindrique ou à tiroir plan équilibré dans les petits moteurs, certaines distributions à soupapes (112IV), et en général tout dispositif basé sur la variabilité de l'excentrique (86).

Soit OM (fig. 327), la position de la manivelle, le rayon d'excentricité correspondant à l'entrée maximum est OE ; OE′ est le rayon d'excentricité pour la marche à vide. Le plateau de l'excentrique doit donc être relié à l'arbre de manière à ce que son centre puisse occuper toutes les positions situées sur EE′ ; le plateau est percé d'une coulisse pour le passage de l'arbre, et il est articulé par un bras à un point fixe

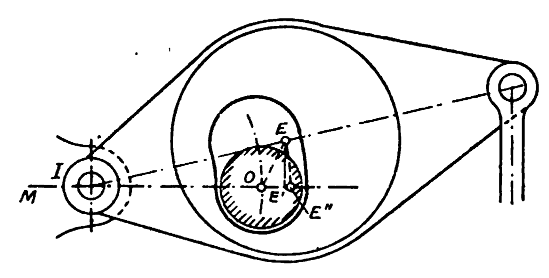


Fig. 327.

I choisi sur le volant ; ce point devrait être situé très loin sur la direction OM, mais on adopte souvent une solution approximative, qui rend les avances linéaires légèrement inégales, on limite la longueur du bras, et le centre du plateau décrit l'arc de cercle EE″. Le régulateur doit être disposé de manière à placer le centre de l'excentrique en

(1) Les anciennes machines de *Porter-Allen* sont un rare exemple d'application du régulateur ordinaire (Porter) au réglage d'une distribution par tiroirs sans plaques de détente. Les deux obturateurs d'admission sont manœuvrés par un coulisseau qui se déplace dans une coulisse de *Fink* (97), ces obturateurs sont du reste parfaitement équilibrés; l'échappement n'est pas influencé par la position du régulateur.

E pour la vitesse minimum de l'arbre, et en E″ pour la vitesse maximum.

La figure 328 représente le régulateur de la machine *Straight-Line*: la force centrifuge agit sur la masse P, et tend à l'écarter du centre de l'arbre, le ressort R tend au contraire à l'en rapprocher ; chaque position répond à une vitesse d'équilibre; la bride de connexion B est reliée à un bras qui porte le plateau d'excentrique, celui-ci tourne autour du

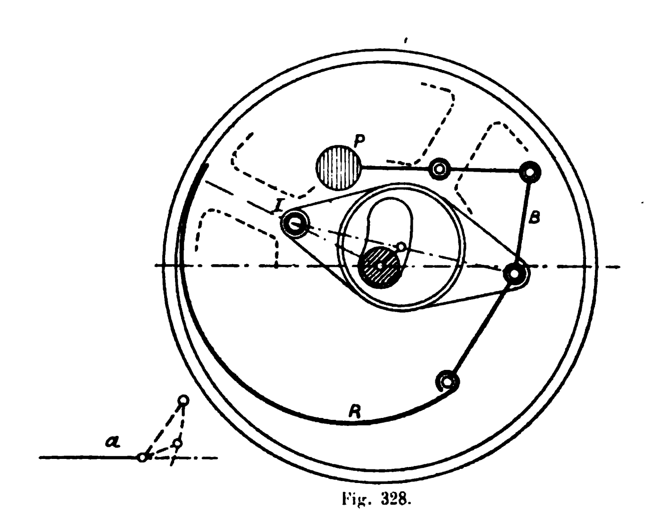


Fig. 328.

pivot I, porté par le moyeu de l'un des volants. La trajectoire du centre de l'excentrique est un arc de cercle disposé par rapport à la manivelle comme l'indique la figure *a*, c'est-à-dire que, pour les faibles admissions, l'avance est supprimée et transformée en *retard* ; pour une certaine course du régulateur, on obtient ainsi une variation plus rapide du travail moteur.

Dans le régulateur *Westinghouse* (fig. 329-330), on s'est attaché à disposer symétriquement par rapport au centre les masses soumises à la pesanteur, condition nécessaire pour que l'équilibre ne soit pas modifié par la position de l'arbre lorsque les poids sont assez grands vis-à-vis des autres forces en jeu.

Les considérations développées au numéro 77 indiquent que la compression augmente fortement au fur et à mesure que l'introduc-

tion est plus réduite, il faut donc ménager un espace nuisible assez grand pour ne pas faire remonter la pression d'une manière excessive

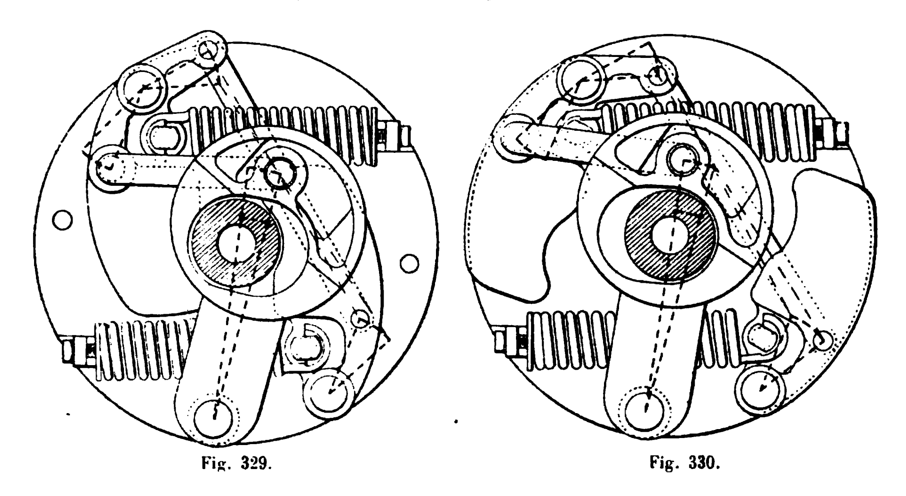


Fig. 329. Fig. 330.

lorsque l'on réalise de faibles introductions. Les courbes d'indicateur (fig. 331) sont extraites du catalogue des machines de Westinghouse.

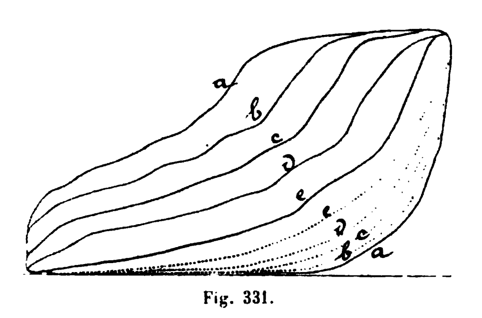


Fig. 331.

Le régulateur d'Armington-Sims (fig. 332-333) est du même genre que le précédent, mais au lieu d'agir directement sur le plateau d'excentrique, il agit en sens contraire sur deux excentriques placés l'un dans l'autre, afin de donner au centre du collier la trajectoire la plus convenable.

M. *Wilson Hartnell* a eu pour objectif de rendre non réversible la liaison entre le régulateur et l'excentrique, c'est-à-dire que l'excentrique ne peut réagir sur le régulateur pour modifier sa position dans le

cas où le tiroir présente une résistance anormale ; la connexion a lieu par l'intermédiaire d'un levier articulé au point fixe et muni à son extrémité d'un coulisseau qui se meut dans une rainure du tourteau d'excentrique. Le centre de cette coulisse ne coïncide pas avec le centre de rotation du levier [1].

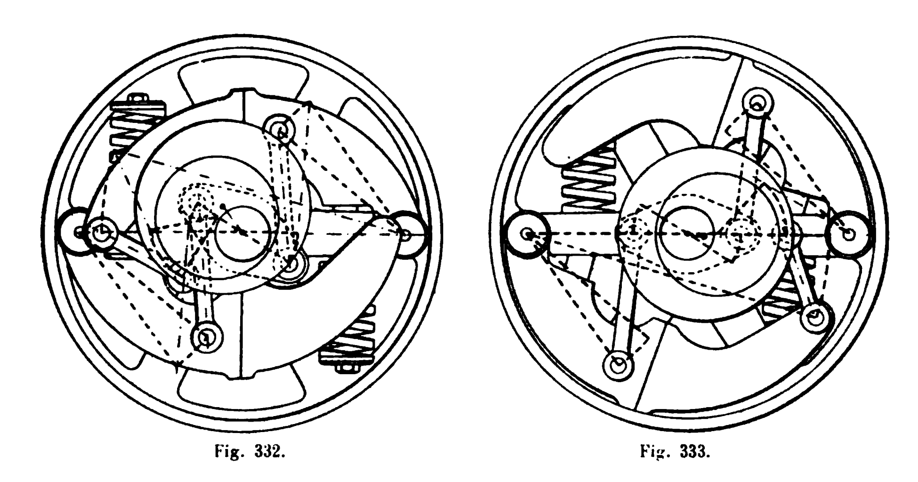


Fig. 332. Fig. 333.

Le régulateur Américain est aussi employé pour agir sur l'angle de calage et le rayon de l'excentrique de détente dans les systèmes à tiroirs superposés (86), ou sur son angle de calage seulement ; tel est le régulateur *Thompson* (fig. 334) appliqué aux machines *Buckeye* (86).

115. — Les forces d'inertie des organes commandés peuvent devenir assez importantes pour qu'il y ait lieu de les équilibrer, sinon elles réagiraient sur la position du régulateur ; ainsi, dans les petits moteurs verticaux de *J. S. Fries* (86), où le régulateur agit sur l'excentrique de détente, les effets de l'inertie sont représentés approximativement par les abscisses de la ligne inclinée $a\ b$, rapportée à l'axe XX (fig. 335) ; le poids mort des pièces combiné avec ces forces d'inertie donne lieu au diagramme rapporté à l'axe X'X', marqué de hachures

(1) *Engineering*, 1882-2-204. Les dispositions des régulateurs d'arbre sont très variées, on en trouvera quelques exemples dans la même publication : 1895-2-496 (*Taylor et Challen*), 1896-1-374 (*Doerfel*), 1897-2-7 (*Clayton et Shuttleworth*), 1901-1-713 (*Ruston, Proctor*), 1904-1-356 (*Tangye*).

horizontales. On voit que, pour ne pas influencer le régulateur, il faudrait agir pendant la course descendante, au moyen d'une force étrangère qui varierait suivant la loi donnée par le diagramme ; les mêmes forces devraient être appliquées pendant la course ascendante. On a emprunté la force nécessaire à un ressort en hélice, attelé à un

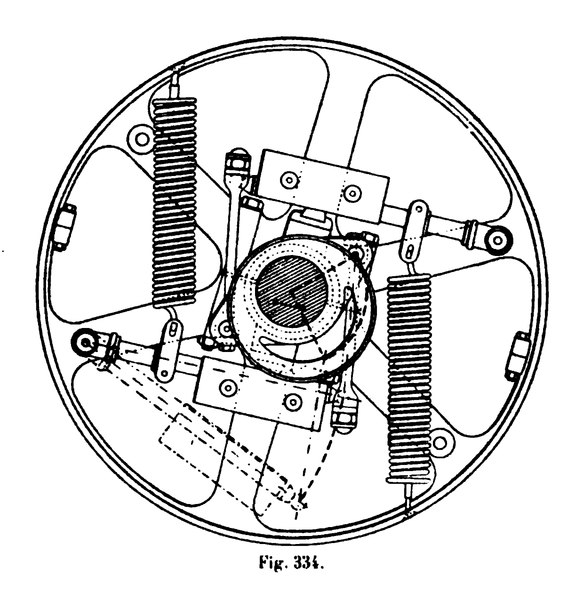


Fig. 334.

levier de renvoi du système ; la longueur de ce ressort est réglée de telle manière que sa flèche s'annule pour la position I, le ressort est comprimé pour la position *a*, il est étendu pour la position *b*. On obtient ainsi un équilibrage presque rigoureux de la force d'inertie et du poids mort.

Dans les moteurs Westinghouse exposés à Chicago (1), le régulateur est employé pour manœuvrer un tiroir principal assez lourd ; l'ensemble des poids à mouvoir est de 500 kilogr. ; à la vitesse normale, la force d'inertie au point mort s'élève à 2000 kilogrammes. Pour équilibrer ces actions importantes, on a fait usage d'un piston *pp* (fig. 336), actionné par les mouvements de renvoi, et engagé dans deux cylindres à air *c c'* où l'air se comprime et se détend alternativement ; le poids

(1) *Engineering*, 1894-1-74.

des pièces entre également en ligne de compte pour altérer le diagramme des forces d'inertie, mais on rend les compressions inégales en plaçant convenablement les lumières d'aspiration *a*, et en disposant des espaces nuisibles ; on peut arriver à une compensation exacte pour trois points du diagramme, et approximative pour les autres points.

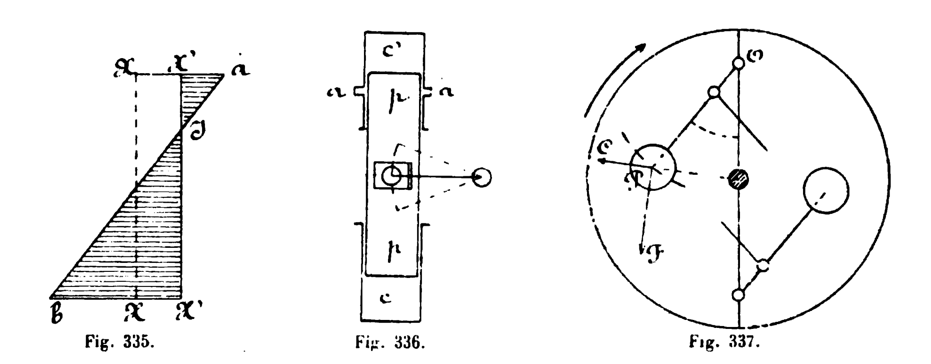


Fig. 335. Fig. 336. Fig. 337.

116. — *Régulateurs à masse inerte.*— Les régulateurs Américains donnent lieu aux mêmes calculs que ceux qui ont été développés dans le premier fascicule à propos du pendule conique ; leurs propriétés se définissent de la même manière, et résultent de deux équations d'équilibre, l'une pour l'ouverture, l'autre pour la fermeture, mais les forces dues à la pesanteur y sont neutralisées ; l'action des ressorts dépend de leurs dimensions et de leur flèche (1er fascicule, n° 137), et l'étude statique ne présente aucune difficulté (1). Les forces d'inertie qui se développent pendant le changement de régime ont ici un effet direct sur l'équilibre du régulateur ; soit (fig. 337), OP la position du bras au moment où le mouvement de l'arbre s'accélère, et supposons que le bras soit maintenu immobile par rapport au volant ; la boule sera soumise à la force centrifuge C, et à la force d'inertie tangentielle F ; cette dernière force agit donc comme une résistance pendant le mouvement d'ouverture des bras, c'est-à-dire comme un *dashpot* ; elle tend à donner de la stabilité au régulateur. Le contraire se produirait évidemment si l'arbre tournait en sens opposé à celui de la flèche, ou si la

(1) *Civil Ingenieur*, 1886 (étude de *Proell*).
Zeitschrift des V. D. I., 1889 (*Otto H. Mueller*, cité par *H. Dubbel*).

masse P était assez rapprochée du point O pour que la force F. perpendiculaire au rayon, passe entre le centre de l'arbre et le point de suspension O. D'ailleurs, comme la masse n'est pas concentrée en un point, l'inertie développe en outre un couple qui, dans le système de la figure 337, tend toujours à refermer les bras quand le mouvement s'accélère, et *vice-versa*. Les effets de l'inertie pendant le changement de régime sont donc plus complexes que dans le régulateur ordinaire, et on a songé à les utiliser pour augmenter la rapidité d'action du régulateur, soit en disposant ses masses d'une certaine manière, soit en leur adjoignant une masse supplémentaire, le plus souvent sous forme d'un anneau qui n'est pas calé sur l'arbre, et qui tend à conserver sa vitesse en influençant dans un sens favorable les mouvements d'ouverture ou de fermeture (1).

La figure 338 représente l'une des dispositions du régulateur Lentz. Le tambour C est calé sur l'arbre A et obéit à ses changements de vitesse ; les masses P sont reliées d'une part, par les articulations O à ce tambour, d'autre part par les pivots I aux bras de la masse inerte Q portée par l'arbre mais non calée. Le tambour C entraîne la masse Q par l'intermédiaire du ressort en spirale R, qui est plus ou moins tendu par la force centrifuge des masses P ; l'une d'elles est reliée par la bielle *b* au collier de l'excentrique E, qui, en pivotant autour de l'articulation D que porte le tambour, modifie son excentricité et son angle de calage.

Lorsque la vitesse de l'arbre s'accélère, l'anneau Q tend à conserver sa vitesse et par conséquent à rester en arrière ; les réactions d'inertie de la jante équilibrent une partie de la tension du ressort, ce qui permet aux masses P de s'écarter avant que la force centrifuge ait augmenté d'une manière notable. Cette action cesse lorsque par la diminution d'introduction produite par le régulateur, le régime est rétabli ; l'inverse se produit lors d'un ralentissement.

(1) Cette masse est désignée en allemand sous les noms de *Beharrungsmasse* et particulièrement de *Trägheitsring* quand elle prend la forme d'une jante ; elle peut aussi être adjointe, dans certaines conditions, au régulateur ordinaire (1er fascicule, 2e édition, p. 214, note).

L'un des premiers régulateurs d'arbre de cette catégorie est, à notre connaissance, celui de *Moore*, appliqué à une machine de Marshall (*Engg.* 1889-2-693).

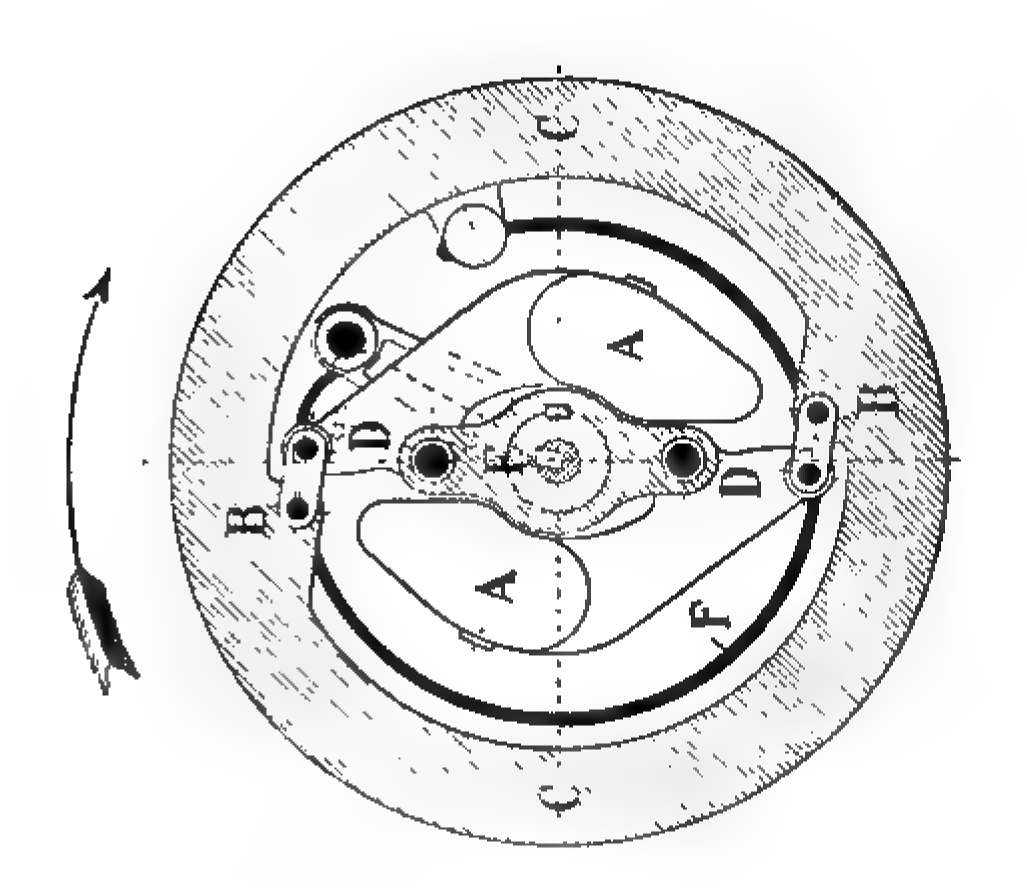



Fig 338 bis.

La figure 338 *bis* représente une autre disposition de ce régulateur, employée par la fabrique de machines d'Augsbourg-Nuremberg. L'anneau inerte C, monté follement sur l'arbre de la distribution, est prolongé de chaque côté par un manchon qui commande par le pivot G l'excentricité et le calage de l'excentrique d'admission ; le plateau de cet excentrique peut à cette fin se mouvoir sur un coulisseau, comme l'indique la figure 338 *ter*. Le bras E, calé sur l'arbre, porte les pivots D des deux masses centrifuges A, qui sont reliées, par les articulations

Fig. 338 *ter*.

B, à l'anneau C. L'entraînement de l'anneau se fait par le ressort F, qui peut être plus ou moins tendu lorsqu'on veut obtenir une vitesse de régime plus ou moins grande ; on agit sur cette tension au moyen d'une touche dont la projection suivant le rayon est commandée par un plan incliné de la tige centrale poussée par une vis et un volant manœuvrable même pendant la marche.

Le régulateur Recke (fig. 339), employé dans les mêmes circonstances que le précédent, comprend un anneau d'inertie Q qui forme l'enveloppe du système ; cet anneau est fermé, parallèlement au plan de

la figure par des fonds qui servent à le centrer sur l'arbre A. Les masses P sont articulées en b à l'intérieur de cette boite, elles sont soumises

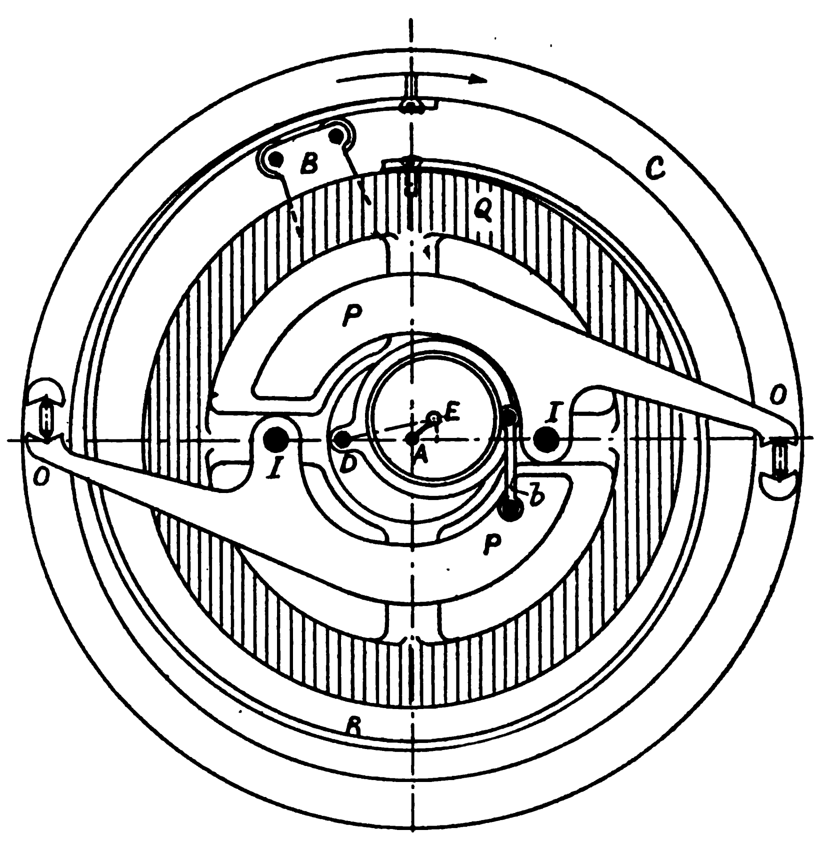


Fig. 338.

à l'action des ressorts R qui équilibrent leur force centrifuge, et sont reliées par les bielles a O aux extrémités du bras OAO calé sur l'arbre; ces bielles ont une longueur égale à A b, et on a aussi b a égal à AO, de sorte que les figures A b a O se déforment en parallélogrammes.

Si on suppose que l'arbre s'accélère, l'anneau Q reste relativement

en retard, comme il a été expliqué, et il en résulte une action analogue à celle du régulateur Lentz. Par suite des relations de longueur indiquées, les points *a* et *b* décrivent des arcs égaux et parallèles, les masses P se déplacent donc par translation à peu près rectiligne, parallèle à l'axe des ressorts, dont la ligne d'action reste par conséquent invariable.

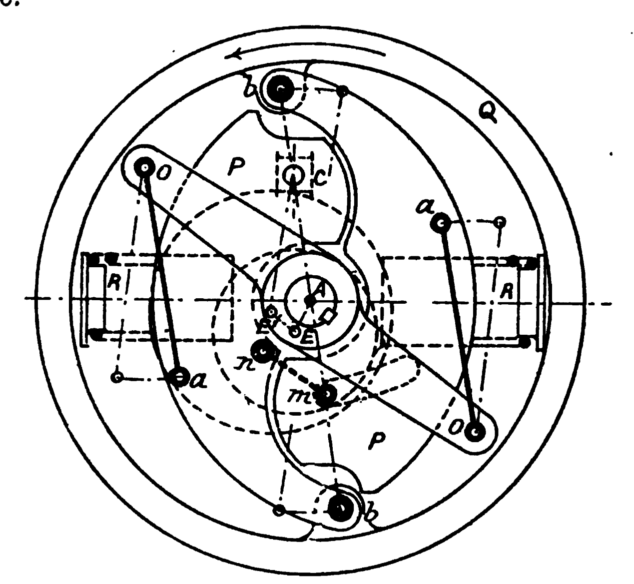


Fig. 339.

Le mouvement qui déplace l'excentrique est emprunté à l'une des masses P par la bielle *mn*, qui agit sur l'excentrique E en le faisant tourner autour de l'arbre ; sur ce premier excentrique en est placé un second, dont l'excentricité par rapport au premier est E E', et dont un point est maintenu par le coulisseau C, qui peut se déplacer dans une coulisse ménagée dans l'une des faces du tambour. L'effet combiné des deux excentriques est de déplacer le centre E' (qui est celui conduisant la distribution), sur la trajectoire dessinée en trait plein dans la figure 339 *bis* ; le premier centre E se déplace sur un arc de cercle décrit de A,

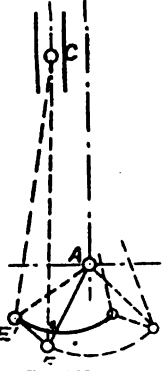


Fig. 339 *bis*.

les éléments du triangle C E′ E sont constants, ce qui détermine cette trajectoire.

Dans le régulateur Recke tel qu'il est réalisé, les excentriques E E′ sont équilibrés par des contrepoids en forme de secteurs placés à l'opposé de ces pièces, en dehors de la boite formée par l'anneau d'inertie Q. Le pivot *m* traverse la face de la boite en passant dans une mortaise courbe qui lui laisse le jeu nécessaire.

On peut adapter les régulateurs qui nous occupent pour différentes vitesses de fonctionnement en agissant sur la tension des ressorts. Dans le régulateur Lentz, la forme spéciale du ressort employé permet cette action grâce à un bras B (fig. 338) qui s'oriente autour de A, et qui appuie sur le ressort au moyen de deux galets ; la transmission de ce bras est extérieure à la boite [1].

La théorie de ces régulateurs ne peut évidemment être traitée qu'au point de vue dynamique [2] ; on trouve que l'effet de la masse inerte est d'amortir très rapidement l'amplitude des oscillations de vitesse, le premier maximum étant déjà notablement abaissé ; en un mot, les écarts de vitesse qui accompagnent une perturbation sont moins grands et la perturbation a une durée moindre.

Cependant, il ne faudrait pas exagérer la masse à tel point qu'elle puisse exercer une action par l'effet de l'irrégularité du volant, on verrait alors réapparaitre les inconvénients que présentent les régulateurs de sensibilité trop grande, et pour lesquels une cataracte à huile est le correctif nécessaire.

117. — *Distributions par tiroirs superposés.* (Voir les nos 80 à 84.) — La distribution Meyer ne peut être commandée directement par un régulateur, à cause de la trop grande résistance qu'occasionne la rotation de la tige des tasseaux, et du temps considérable qu'il faut pour modifier le recouvrement. On a résolu cette difficulté en empruntant à la machine le travail nécessaire pour commander la rotation, et en

(1) Voir une forme de régulateur Lentz un peu différente (*Engg.*, 1907-2-811). Un dessin plus complet du régulateur Recke est donné par *H. Dubbel* (ouv. cité) avec les régulateurs *Ball, Strnad,* etc.

(2) Voir les travaux de *Stodola* (*Zeitschrift V. D. I.*, 1899, p. 506) et le mémoire de *Ruelf* (1er fasc. no 140).

employant le régulateur à déplacer un embrayage qui détermine le sens de cette rotation ; il y a d'ailleurs quelques précautions à prendre pour relier l'embrayage à la tige des tasseaux, car si le régulateur venait à

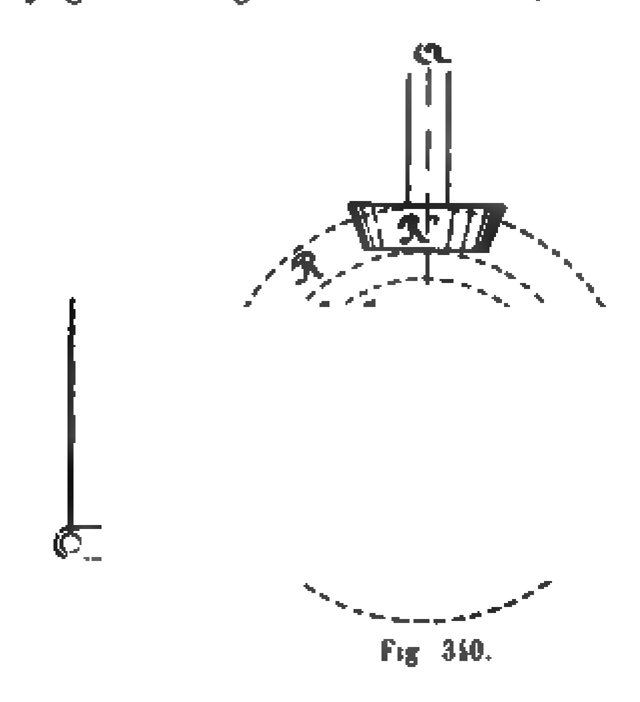


Fig 340.

manquer après avoir mis l'embrayage en prise dans un sens ou dans l'autre, le mouvement continuerait et aurait pour conséquence la rupture de l'un ou l'autre organe. Comme exemple de ces systèmes, nous décrirons celui déjà ancien de *Knuettel*, de Düsseldorf (fig. 340)

Légende de la figure 340.

A, arbre du régulateur ;
R R', roues de commande de cet arbre ;
r, roue commandant les cônes r_1 r_2 ;
r_1 r_2, roues coniques tournant d'une manière permanente en sens contraire, commandées par la roue r ;
M, manchon portant les deux cônes de friction c_1, c_2, et s'engageant, suivant sa position, dans l'une ou l'autre des roues r_1 ou r_2 ; ce manchon porte une denture en hélice analogue à un filet de vis sans fin ;
a, arbre sur lequel est engagé le manchon M, et rendu solidaire de son mouvement de rotation ;
E, roue droite actionnant, par une roue analogue, la tige des tasseaux des tiroirs Meyer ;
L, levier manœuvré par la tringle du régulateur, articulé au point I, et portant un secteur denté S qui engrène avec le filet de vis du manchon ; le levier L, en se déplaçant dans un sens ou dans l'autre, détermine l'embrayage de l'un ou l'autre des cônes de friction, cet embrayage persiste jusqu'au moment où un nouveau régime est atteint ; le régulateur devient alors immobile, il en est de même du secteur S, et le filet du manchon M, toujours engagé dans ce secteur, remet le manchon dans sa position milieu et la détente ne varie plus A chaque position du levier L correspond une vitesse déterminée qui ne dépend que des propriétés du régulateur.

Cet appareil rentre, au fond, dans la catégorie des *servo-moteurs*, (Chap. V), on peut le rapprocher des régulateurs automatiques pour turbines (2e fascicule), où l'organe régleur, très dur à manœuvrer, ne peut être saisi directement par le régulateur (1).

On a assez souvent employé, pour rendre l'introduction variable par l'action du régulateur, le système *Racher* (fig. 341).

Fig. 341.

La tige des tasseaux est dédoublée en deux tiges, *t t'*, actionnées par la traverse *b b* ; cette pièce est commandée en son point milieu par la fourche B de l'excentrique de détente ; le régulateur agit par l'intermédiaire du bras *b'* sur l'inclinaison de la traverse, et modifie l'écartement des tuiles. Pour que le système ne se dérègle pas, les bourrages des tiges ne doivent pas être trop serrés, il faut de plus que ce serrage soit le même pour les deux tiges.

Les différents dispositifs mis en usage pour commander le système Meyer par le régulateur ont pour la plupart cédé le pas à la distribution Rider et à ses modifications (85). L'attelage du régulateur avec le tiroir de détente comporte un grand nombre de dispositions (*V. Haeder*).

118.—*Divers perfectionnements du régulateur ordinaire.*— On emploie couramment tous les systèmes de régulateurs *pseudo-isochro-*

(1) Cette combinaison n'est pas seule de son espèce. Stévart avait imaginé et mis en pratique un système comprenant deux roues à rochets en sens contraire, traversées par la tige des tasseaux; celle-ci avait la forme carrée et elle était légèrement tordue, comme une vis à pas très allongé ; le régulateur était employé à mettre en prise alternativement les cliquets des roues à rochet. (Voir aussi le système *Ed. Kœnig*, dit régulateur indirect : *Haeder, Dampfmaschinen*, et *Praktische M. C.*, 1888, 2e livraison).

nes (fig. 342) [1], qui ont la propriété de se tenir en équilibre à une hauteur déterminée pour une certaine vitesse moyenne, de sorte que

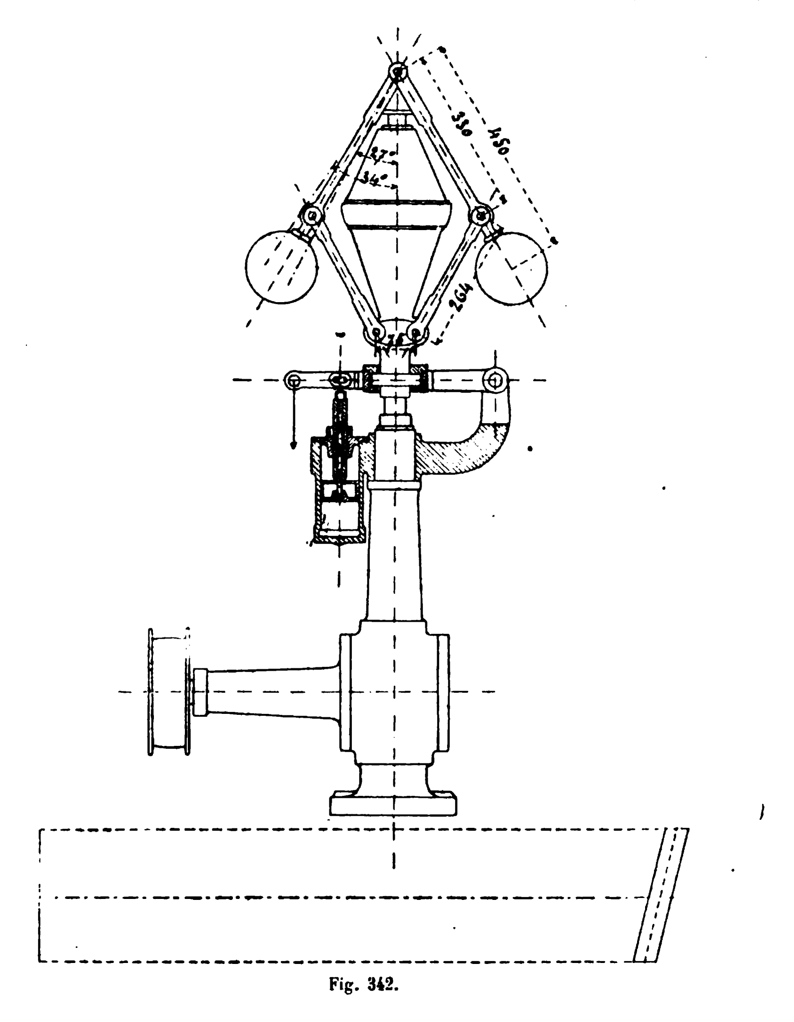


Fig. 342.

l'introduction maximum est réalisée pour une vitesse plus faible que l'introduction minimum.

(1) Ce type de régulateur, intermédiaire entre le Watt et le Porter, est rendu suffisamment isochrone pour tous les cas ordinaires, grâce à l'articulation directe des bras sur l'axe, et non à l'extrémité d'une traverse; en outre, la variation de l'angle des bras avec la verticale est maintenue entre des limites très faibles; cette condition entraîne la nécessité d'employer d'assez grands régulateurs pour une

On peut donner aux régulateurs à ressorts un degré d'isochronisme élevé pour un grand déplacement angulaire des bras (1er fascicule, n° 138) ; à dimensions extérieures égales, ils possèdent ainsi une capacité de travail plus grande, qui les fait préférer de plus en plus. Parmi les régulateurs de cette catégorie, nous mentionnerons plus spécialement celui de *Hartung*, qui a été adopté par un grand nombre de constructeurs (1).

Les masses P, soumises à la force centrifuge, se déplacent suivant le rayon (fig. 343), contre deux ressorts antagonistes partiellement noyés dans ces masses, et dont on peut régler le serrage au moyen de l'écrou unique E. Les leviers coudés qui transmettent le mouvement au manchon servent en même temps à soutenir les masses P à leur centre de gravité dans leur mouvement à peu près rectiligne.

Dans cette combinaison, les pivots ne sont soumis qu'aux efforts très réduits qui résultent de la différence entre la force centrifuge et la réaction du ressort pendant les périodes de réglage, périodes pendant lesquelles ces efforts doivent vaincre les résistances utiles ; les frottements propres sont donc presque nuls, ce qui est à l'avantage de la sensibilité et de la régularité.

Le calcul statique de ces régulateurs est particulièrement simple. Les masses P sont soumises à la force centrifuge à leur centre de gravité G

course donnée du manchon. Voici les données de l'appareil représenté, elles pourront servir de point de départ, en utilisant les propriétés de proportionnalité qui ont été signalées dans le premier fascicule :

Poids d'une boule	13 kil.
Poids du ballon	$47^k,32$
Poids divers rapportés au manchon	$51^k,70$
Nombre de tours par minute, le manchon à mi-hauteur, sans résistance	122,4

Entre les angles-limites indiqués sur la figure, le diagramme des vitesses d'équilibre pour une résistance totale au manchon de 2 kilogrammes est celui de la figure 342; les coefficients définis dans le premier fascicule, nos 123, 124 et 127 sont alors :

Sensibilité	23,5
Régularité	11,8
Isochronisme	19,2

(1) Voir le catalogue des constructeurs (*Hartung, Kuhn et Cie*, à Düsseldorf), qui donne les particularités des séries de ces différents régulateurs, appliqués aux moteurs à piston, aux turbines hydrauliques et à vapeur, aux moteurs à gaz, etc.

fig. 344 *bis*); il en est de même des ressorts, dont le centre M, placé au

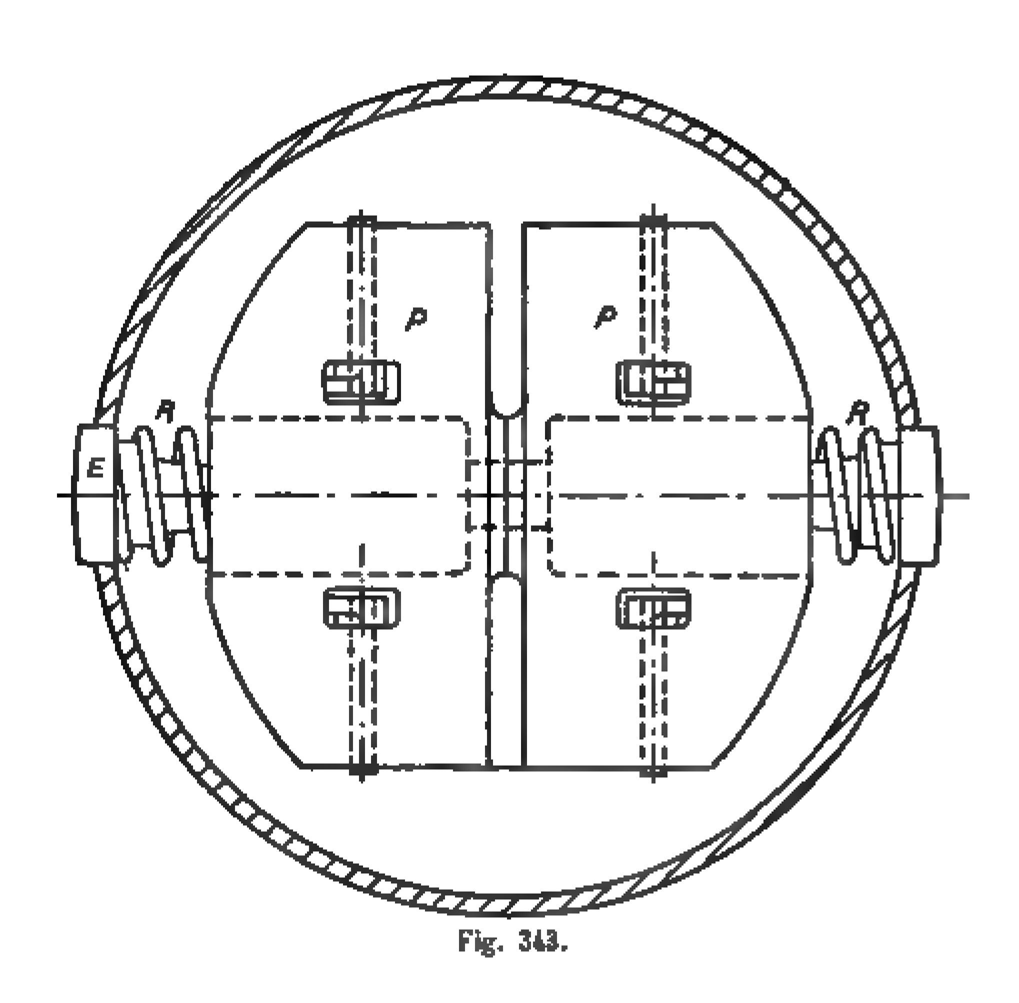


Fig. 343.

milieu de la longueur, se déplace également. Si on néglige tout frotte-

ment, ainsi que l'action statique des poids, l'équilibre du régulateur sans résistance exige que la somme des forces centrifuges soit égale à la réaction Q du ressort.

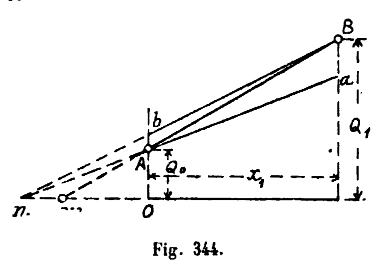


Fig. 344.

Considérons une position quelconque, pour laquelle les masses sont écartées du centre de rotation de la quantité x ; soient P et p les poids de la masse mobile et du ressort, respectivement, et ω la vitesse angulaire. Lorsque le manchon se trouve au bas de sa course, x s'annule, et prend sa valeur la plus grande x_1 lorsque le manchon arrive au sommet ; adoptons au surplus les notations de la figure, on trouve facilement l'équation :

$$\left(P + \frac{p}{2}\right)\frac{\omega^2 x}{g} + \left[P a + \frac{p}{2}(R + b)\right]\frac{\omega^2}{g} = Q$$

Le premier membre, qui exprime la somme des forces centrifuges des parties mobiles (en négligeant les masses des leviers), comprend une partie constante et une partie qui augmente proportionnellement à x ; de plus, l'ensemble de ces deux termes varie proportionnellement au carré de la vitesse angulaire. Pour chaque valeur de la vitesse, la somme des forces centrifuges est donc représentée par les ordonnées d'une ligne droite A a (fig. 344), pour toute la course du manchon. Si la réaction Q du ressort obéissait à la même loi, le régulateur serait évidemment isochrone ; aussi, on fait en sorte que les vitesses d'équilibre soient croissantes du bas au sommet de la course, d'après un degré d'isochronisme qu'on peut choisir ; la pression du ressort varie alors suivant les ordonnées de la droite A B, la quantité O m est la flèche initiale, tandis que la flèche la plus grande est

$$O\,m + x_1$$

La charge la plus grande à supporter par le ressort est Q_1, la charge qui produit l'unité de flèche est, par conséquent

$$\frac{Q_1 - Q_0}{x_1}$$

Ces éléments permettent de déterminer les éléments du ressort au moyen des formules des ressorts en hélice (1[er] fascicule, n° 137, formules *b* et *c*).

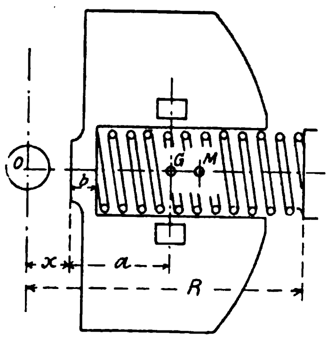


Fig. 344 *bis*

La base de ce diagramme peut être choisie pour représenter la course du manchon, à une échelle qui dépend du rapport des bras des leviers de renvoi, et en négligeant l'obliquité de la bielle de liaison entre le levier et le manchon. La droite AB devient ainsi le diagramme du régulateur sans résistance, en observant toutefois que ses ordonnées représentent le carré de la vitesse d'équilibre ; le diagramme donnant la vitesse en fonction de la course est une parabole. Il serait facile de tenir compte de l'action statique des masses, qui n'altère pas la forme linéaire des lois donnant la force de compression des ressorts.

Les qualités de moindre encombrement du régulateur Hartung comparé par exemple au régulateur ordinaire de la figure 342 résultent des chiffres suivants, se rapportant à deux appareils qui auraient le même diamètre maximum circonscrit :

	ORDINAIRE	HARTUNG
Course du manchon en mm	62	80
Énergie pour $\delta = 0{,}02$, en kg	4.67	16
Travail en kgmm	290	1.280

L'énergie de ce régulateur augmente au fur et à mesure que le manchon s'élève ; pour les applications où l'énergie doit rester constante,

on peut recourir à la modification de Temple, dans laquelle l'angle des leviers coudés est obtus (fig. 344 *ter*); la bielle de liaison, verticale au bas de la course du manchon, devient oblique et augmente le bras de

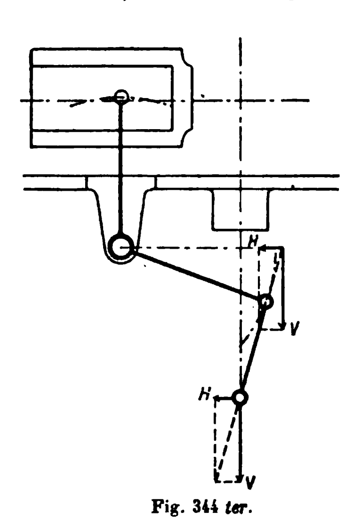


Fig. 344 *ter*.

levier de la résistance au fur et à mesure que le manchon s'élève ; cette variété du régulateur Hartung est fréquemment employée dans les turbines à vapeur.

Pour remédier au défaut d'isochronisme de tout régulateur pseudo-isochrone, on a imaginé de modifier automatiquement la liaison entre le manchon et l'appareil régleur (valve, coulisseau, déclic, etc.), de manière à ramener le régulateur dans sa position initiale après qu'il a agi sur la distribution, mais sans détruire en rien cette action.

Le *compensateur Denis*, employé par MM. Weyher et Richemond, satisfait à cette condition (1) ; le régulateur (fig. 345), agit par son manchon sur la position de la tringle *t*, qui commande l'ouverture de la valve ou la durée de l'introduction, mais la liaison *a b* n'est pas constante ; si l'on imagine, par exemple, que le manchon M s'élève par suite d'un changement de vitesse, et donne aux leviers L et L' les positions pointillées, la longueur *a b* est aussitôt modifiée automatiquement, de manière à ramener le levier L à sa place sans changer la position

(1) Le compensateur Denis figurait déjà à l'Exposition de 1878, à Paris.

du levier L', ni par conséquent le nouveau réglage. Ce résultat est obtenu de la manière suivante :

La machine commande, par une transmission légère et d'une manière permanente, l'arbre A qui entretient, par les cônes dentés c, c_1, c_2, un mouvement de rotation en sens inverse des deux manchons $m\,m'$; à

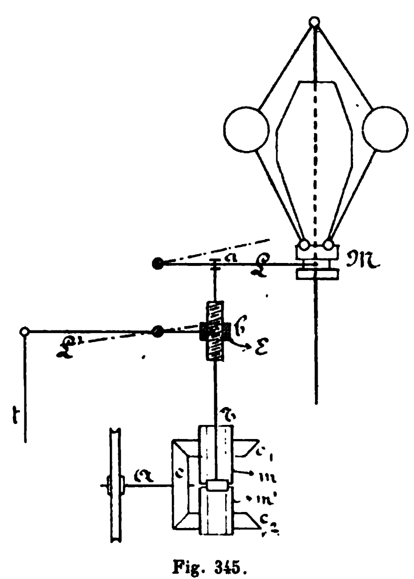


Fig. 345.

l'intérieur de ces manchons, qui sont séparés par un petit intervalle, descend l'extrémité de la tringle $a\,b$, terminée par un talon ; dans les manchons sont pratiquées des rainures qui ont pour objet d'entraîner le talon dans le mouvement de rotation aussitôt qu'il s'écarte de sa position moyenne ; la tringle a T est filetée sur une certaine hauteur, et s'engage dans l'écrou E, lié au levier L'. D'après cela, lorsque le régulateur s'ouvre, il déplace le levier L, mais en même temps le talon s'engage dans le manchon m, la tige a T tourne dans le sens voulu pour revenir dans sa position première en considérant l'écrou E comme fixe, etc. ; la modification apportée à la distribution ne prend fin que lorsque le régulateur a repris sa position première, c'est-à-dire lorsque l'arbre a repris sa vitesse initiale.

L'emploi du compensateur Denis équivaut à celui d'un régulateur isochrone, dont il n'a pas les défauts.

Le régulateur supplémentaire de *W. Knowles* agit exactement comme le compensateur Denis, auquel il est postérieur (1), mais le repos ou le mouvement de la tringle *a b* est déterminé par un petit régulateur spécial dont le manchon actionne un embrayage en ne se déplaçant que très peu. Ce système a été appliqué par Hick, Hargreaves et Cie, à de grands moteurs de 1000 chevaux actionnant des filatures.

119. — *Régulateurs servo-moteurs.* — Un petit cylindre à vapeur, dont la distribution est asservie et commandée par les mouvements du manchon, substitue son énergie à celle du régulateur ; celui-ci n'a donc à vaincre que les résistances relativement faibles de la distribution du servo-moteur (122). On peut obtenir ainsi des régulateurs d'une énergie illimitée, mais au prix d'une assez grande complication et avec les inconvénients qui accompagnent l'emploi d'organes très délicats, car ces servo-moteurs sont toujours de dimensions très réduites. Les régulateurs *von Luhde* (2) *Guhrauer et Wagner* (3) sont disposés pour l'application à un moteur quelconque ; M. *Farcot* a fait agir le servo-moteur sur la coulisse d'une distribution radiale (4) ; les successeurs de *Willans* ont appliqué à leur machine à valve centrale un système à détente variable basé sur le même principe que la distribution Rider, et actionné par un servo-moteur. Jusqu'ici, ces systèmes se sont peu répandus.

Dans le même ordre d'idées, on a imaginé des régulateurs électriques : la force qui agit sur l'appareil régleur est produite par le passage d'un courant électrique dans un solénoïde (5).

Régulateurs à vitesse très variable. Dispositifs de sûreté. — Certaines machines, par exemple celles actionnant des pompes à piston refoulant à hauteur constante, doivent pouvoir être réglées pour différentes vitesses, mais le travail par tour restant sensiblement le même,

(1) *Engineering,* 1883-1-318 ; *D. K. Clark, The Steam Engine,* vol. III, page 78-82.
(2) Id., 1886-1-4.
(3) *Le Constructeur,* 3e édition, p. 959, et *Engg.,* 1884-1-57.
(4) *Revue technique de l'Exposition universelle* de 1889, 6e partie, t. II, pl. 71-72.
(5) Régulateur électrique *Neville, Engg.,* 1882-1-89.
Régulateur électrique *Willans, Engg.,* 1886-2-538; cette disposition est particulièrement simple, et évite le frottement du bourrage, le noyau sur lequel agit le solénoïde étant dans la vapeur.

l'introduction ne doit diminuer que très peu entre la plus grande et la plus petite vitesse qu'on veut réaliser.

Une première solution consiste à surcharger le manchon du régulateur quand on veut augmenter la vitesse, ce qui peut être obtenu de différentes manières (1).

Une autre solution a conduit à l'emploi d'un régulateur spécial très peu isochrone, c'est-à-dire dont le manchon n'a qu'une faible course pour un changement de vitesse très notable. La tringle qui relie le levier du manchon à la distribution est rendue variable à volonté au moyen d'un manchon fileté dans deux sens ; on peut ainsi, pour une introduction qui *augmente* à peine, faire en sorte que le manchon du régulateur *s'élève* au lieu de *s'abaisser* ou *vice versa*. Il est évident que dans ce système, la portion supérieure de la course du manchon est seule utilisée quand on veut réaliser de grandes vitesses, et que le régulateur se trouvant au sommet de sa course ne donne pas à la machine l'introduction nulle, mais celle pour laquelle le travail moteur est capable d'actionner l'opérateur à cette vitesse et qui est au contraire l'introduction maximum.

Toutefois un pareil dispositif doit être complété au point de vue de la sécurité ; lorsqu'il s'agit d'une pompe, la machine s'emballerait si une conduite de refoulement venait à se rompre, ou si l'une des soupapes restait suspendue. On a donc inventé des régulateurs destinés à prévenir ce danger, parmi lesquels les plus connus sont ceux de *Weiss* et de *Stumpf* ; dans ce dernier, par exemple (fig. 346), la course comprend la partie inférieure très peu isochrone, c'est-à-dire fortement statique, et une partie analogue à celle des régulateurs pseudo-isochrones ; la course statique est seule utilisée dans le fonctionnement, la course supérieure est destinée à annuler l'introduction, quelle que soit la liaison entre le manchon et l'appareil régleur.

(1) Le dispositif très simple appliqué par *M. A. Boulvin* à des pompes existantes consiste en une cuve légère à fond conique suspendue au levier du régulateur; le fond est muni d'un orifice d'écoulement bien calibré, tandis que la cuve est alimentée par un petit tuyau à débit réglable. Pour un débit constant quelconque de ce tuyau, le niveau dans la cuve s'établit à une certaine hauteur, pour laquelle l'orifice du fond possède le même débit ; on peut ainsi en augmentant l'ouverture du tuyau d'alimentation, faire varier le contrepoids, de manière à faire tourner les machines plus vite, et *vice versa*.

Ces propriétés particulières sont obtenues par la forme spéciale donnée aux masses P, et par la position des articulations A et B par rapport au pivot I et à la verticale C du manchon ; au bas de la course inférieure, un ressort auxiliaire R′ facilite le déplacement, en même temps que l'action du ressort principal R est supprimée par le jeu laissé aux articulations B [1].

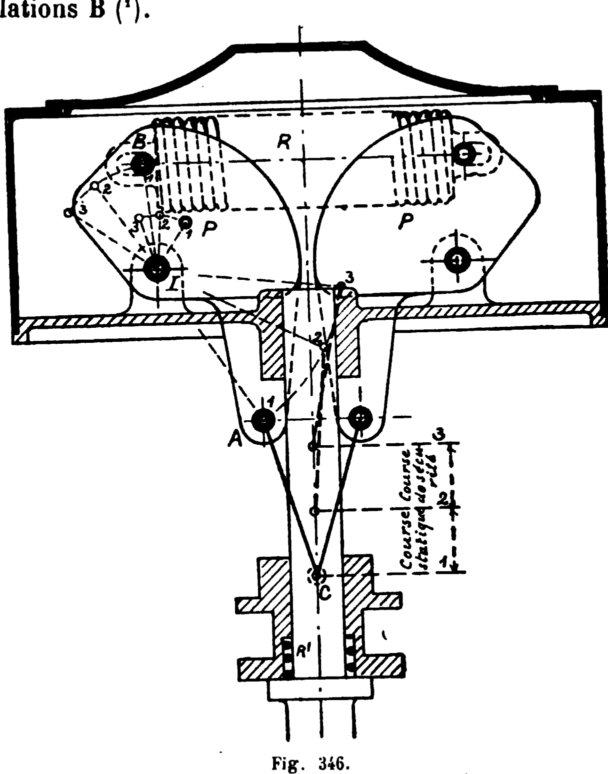


Fig. 346.

Lorsque la transmission d'un régulateur quelconque vient à faire défaut (chute, rupture ou glissement de la courroie) le régulateur, ne possédant plus sa vitesse, descend au bas de sa course et produit l'introduction maximum ; il peut en résulter de graves accidents. On emploie différents moyens pour remédier à cet état de choses ; générale-

(1) Régulateur *Strand* disposé pour faire varier la vitesse de régime (*Zeitschrift V. D. I.*, 1907-1-23 et 62) ; combinaison de deux régulateurs pour obtenir le même effet en conservant un coefficient de régularité satis faisant, par Wicki (*même recueil,* 1907-1-104).

ment on fait en sorte que l'introduction soit supprimée lorsque la vitesse de l'arbre du régulateur descend en dessous d'une certaine limite, et *a fortiori* lorsqu'il s'arrête. Le dispositif à employer dépend évidemment du système de distribution ; dans les machines à déclenchement, le régulateur, lorsqu'il descend en dessous de la position de la plus grande admission, met en œuvre un déclic commandé par un contrepoids, ou tout autre système du même genre (voir les numéros 109 *bis* et 109 *ter*). Il faut donc permettre au manchon de descendre plus bas que la position inférieure de la course normale, mais pour la remise en marche, il faut empêcher le manchon de se placer dans cette course auxiliaire ; ce résultat est obtenu au moyen d'un support qu'on dispose sous le manchon ou l'un des leviers qu'il entraîne lorsqu'on veut arrêter le moteur, support qui s'efface de lui-même après la remise en marche.

Dans la distribution Hertay (88), le coin dont la position règle l'introduction est surmonté d'un coin placé en sens inverse (fig. 196 et 197), et dont les faces sont beaucoup plus inclinées ; lorsque le régulateur s'arrête, le manchon en descendant fait agir le coin supérieur et supprime l'introduction, etc. Le cliquet C sert à soutenir le régulateur avant l'arrêt. On peut réaliser des dispositifs équivalents dans bon nombre de distributions.

On emploie aussi quelquefois un régulateur auxiliaire, qui n'entre en action que pour une vitesse supérieure à la vitesse de régime, et qui déclenche alors un modérateur équilibré, de manière à couper l'arrivée de la vapeur à la machine. Ce système est plus compliqué et moins sûr que le précédent.

Dans les petits moteurs à distribution Rider, la tringle de liaison entre le régulateur et le tiroir de détente peut être composée de deux pièces qui télescopent l'une dans l'autre et dont la solidarité est maintenue par un verrou d'enclenchement ; ces pièces tendent à se disjoindre en s'écartant par l'action d'un ressort à boudin qui se détend lorsque le verrou est déclenché. Pour opérer ce déclenchement, le verrou vient s'appuyer sur un butoir fixe aussitôt que le régulateur descend en dessous de sa position de plus grande introduction.

CHAPITRE V

Servo-moteurs (1)

121. — Les servo-moteurs s'emploient pour produire avec précision, et comme le ferait la main de l'homme, les déplacements d'une résistance trop grande pour être actionnée rapidement par une force musculaire limitée. Ces appareils sont surtout en usage pour commander le changement de marche des grands moteurs, pour actionner la barre des gouvernails, manœuvrer les affûts de la grosse artillerie, les tourelles, etc.

Un moteur muni d'une distribution ordinaire placée sous la dépendance de l'homme ne suffit pas pour résoudre ces problèmes, puisque cette distribution étant commandée par le moteur, le machiniste n'a d'autre action sur elle que de fermer l'arrivée de la vapeur ; l'inertie des pièces ne permet pas alors l'arrêt immédiat. On pourrait supposer, il est vrai, que le distributeur soit momentanémant déclenché et laissé sous le contrôle du machiniste, mais cette solution est encore imparfaite, parce qu'il est difficile de modérer l'action à produire, tant à cause de l'élasticité de la vapeur qu'à cause de l'inertie. Les exemples que nous allons rencontrer achèveront de faire comprendre exactement le rôle du *servo-moteur*.

122. — *Servo-moteur pour mouvement de translation continu.* — Ce cas se présente toujours pour actionner l'arbre de relevage des changements de marche. Soit O (fig. 347), l'arbre de relevage, et A l'ex-

(1) On consultera utilement le *Constructeur*, de *Reuleaux*, 3e édition, p. 956 à 964. et le précis de M. *Dudebout (Essais des moteurs à vapeur, Encyclopédie Léauté*, p. 163 à 190). Les servo-moteurs sont en réalité des opérateurs, mais leur étude complète celle de la distribution de la vapeur, en faisant intervenir des principes nouveaux. C'est pour ces raisons que nous avons cru devoir rattacher à ce fascicule l'exposé succinct du servo-moteur.

trémité du levier à déplacer d'une quantité quelconque limitée, au besoin très petite, en un point quelconque A de l'arc A_0A_1, dans un sens ou dans l'autre. Le point A est relié par la bielle A B à un piston P, de section suffisante pour l'effet à produire, mais la simple ouverture du tiroir T aurait pour résultat un mouvement brutal et illimité, avec danger de rupture des pièces, ce dispositif ne remplirait donc pas le but.

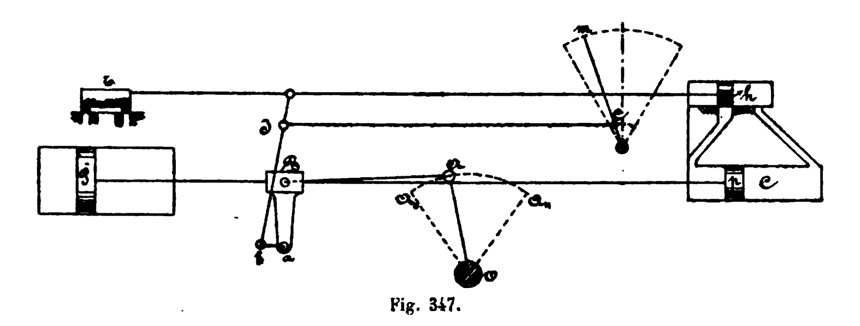


Fig. 347.

Le tiroir T est lié, par un levier I *b*, au mouvement du piston ; ce levier est saisi, en un point I, par la tringle IC, dépendant du levier de manœuvre *m*. Lorsque le piston est immobile, le déplacement de *m* vers la droite a pour effet, le point *b* étant également immobile, d'admettre la vapeur sur la face de gauche du piston, celui-ci se déplace aussitôt vers la droite, et, avec lui, le point *b* ; si la main reste immobile, l'articulation I fonctionne comme un point fixe, et le mouvement du piston a pour effet de refermer le tiroir ; si on déplace *m* d'une manière continue vers la droite, le piston P suit le mouvement.

On a soin de régler les longueurs des tringles de telle manière que le levier *m* étant poussé à fond dans un sens ou dans l'autre, et le piston étant lui-même à l'extrémité de sa course, le tiroir recouvre exactement les lumières. Il est facile de voir que la symétrie du mécanisme rend possible les manœuvres en sens contraire.

Le résultat obtenu peut se résumer ainsi : le point à commander A, sur lequel agit la résistance, suit exactement les mouvements de la poignée de manœuvre *m*, il les reproduit avec leur continuité, leurs intermittences et leur sens.

Quant au mécanisme qui permet d'obtenir ce résultat, on voit qu'il présente comme caractère spécial d'avoir un distributeur placé à la fois sous la dépendance du levier de manœuvre *m*, et de l'organe à déplacer ; les liaisons sont en outre établies de telle manière que, l'action de l'homme cessant, le moteur replace lui-même sa distribution dans la position d'arrêt.

Il est visible que le mécanisme ci-dessus comporte plusieurs dispositions possibles : le point *b*, notamment, au lieu d'être relié à la crosse, pourrait être en relation avec un point intermédiaire du levier O A, etc.

Les organes peuvent se limiter à ceux que nous venons de définir, lorsque le servo-moteur est employé à manœuvrer une résistance qui cesse avec le mouvement lui-même. Lorsqu'il faut commander un arbre de relevage, la réaction du coulisseau, dans les positions où la coulisse présente une grande obliquité, oblige à caler le servo-moteur aussitôt que l'on a atteint la position à réaliser. On ne peut compter en effet sur la vapeur pour produire cet arrêt, à cause de son élasticité et des condensations.

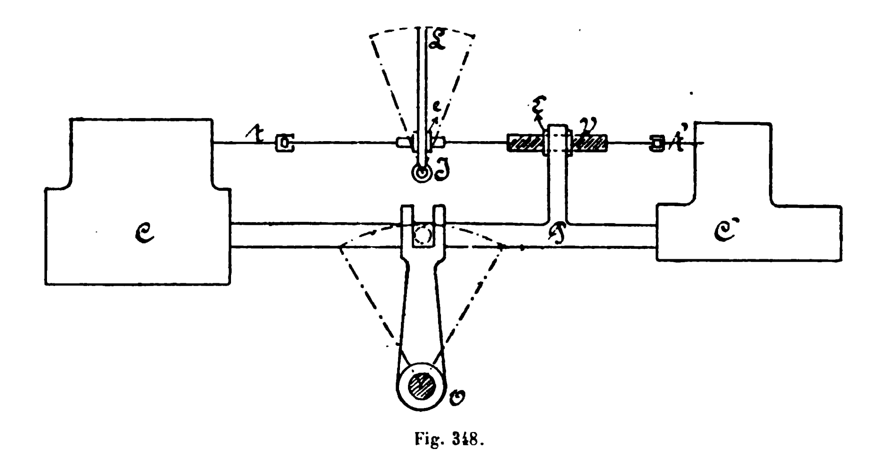


Fig. 348.

On relie donc le piston moteur à une cataracte C ; la tige du tiroir est elle-même prolongée, et actionne le tiroir *h*, qui, écarté dans un sens ou dans l'autre de sa position moyenne, met simplement en communication les deux faces du piston *p*. Le cylindre à huile est quel-

quefois employé sans tiroir, avec communication permanente entre ses deux faces par une ouverture très petite pratiquée dans le piston, mais il ne sert alors qu'à prévenir les mouvements brusques, et la fixation se fait par un moyen mécanique ordinaire, ce qui altère le caractère d'automaticité.

L'appareil que nous venons de décrire peut être réalisé sous une forme plus condensée et plus élégante ; ainsi le servo-moteur Brown, appliqué à beaucoup de machines marines, présente les dispositions de la figure 348, ces dispositions varient du reste avec l'emplacement et les points d'attache disponibles ; C est le cylindre à vapeur, C' est le

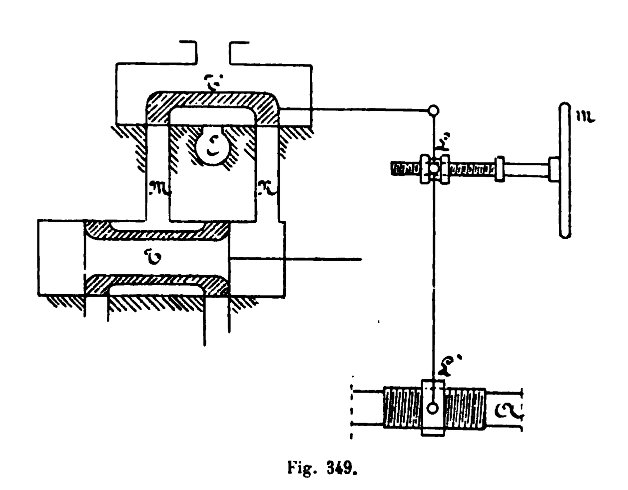


Fig. 349.

cylindre à huile ; la tige *tt'* manœuvre simultanément les deux tiroirs ; elle peut prendre à la fois un mouvement de translation et un mouvement de rotation, mais la translation seule est communiquée aux tiroirs ; L est le manipulateur, qui tourne autour du point fixe I, et qui entraîne la tige des tiroirs par l'écrou non réversible *e*, la tige porte en V un pas très allongé, engagé dans l'écrou E, qu'entraîne un bras rattaché à la tige commune des deux pistons. Lorsque, par suite du déplacement imprimé au manipulateur, la tige P se déplace, l'écrou E fait tourner, par l'intermédiaire de la vis V, la tige commune des tiroirs ; ce mouvement de rotation annule le déplacement de l'écrou *e*.

123. — *Servo-moteur pour mouvement de rotation.*— Un moteur à rotation disposé pour deux sens de marche serait une solution incomplète du problème, puisque pour ramener ce moteur à l'arrêt, il faudrait replacer, *à la main*, la coulisse au point mort. L'asservissement exige que le moteur reste en activité tant que le manipulateur reste en mouvement, et s'arrête lorsque le manipulateur est arrêté dans une position quelconque. Lorsque la résistance à vaincre ne cesse pas avec le mouvement, il faut en outre qu'elle ne détruise pas le mouvement acquis.

Le premier servo-moteur à rotation est celui de *Sickels*, connu de longue date aux États-Unis ; il se compose de deux machines agissant sur une même manivelle et placées à angle droit ; leur distribution est commandée par un seul excentrique, mais celui-ci, au lieu d'être calé sur l'arbre, dépend d'un arbre auxiliaire mis en mouvement par le manipulateur.

La plupart des appareils modernes sont basés sur un principe différent : si l'on intervertit les conduits d'admission et d'échappement M, N (fig. 349), d'un tiroir T sans recouvrement, le moteur tourne dans deux sens différents ; cette inversion se fait au moyen d'un tiroir auxiliaire T′, que l'on déplace dans un sens ou dans l'autre au moyen d'un manipulateur. La disposition de la figure est schématique, le moteur (non représenté) met en mouvement un arbre A, qui peut être l'arbre principal ou un arbre auxiliaire ; le levier L L′ est déplacé par le manipulateur *m*, lorsque le point L′ est fixe, et le tiroir T′ est remis dans sa position neutre lorsque, le manipulateur étant à l'arrêt, le point L est fixe.

On trouve dans les servo-moteurs de gouvernails une très grande variété d'applications du principe précédent.

CHAPITRE VI

Condenseur et pompe à air.

§ I

Condensation par mélange.

124. — *Quantité d'eau froide à injecter.* — Dans la condensation par mélange, ou par injection, l'eau qu'on retire du condenseur présente à peu près la même composition que l'eau froide introduite, car le poids de la vapeur condensée est relativement faible ; ce genre de condensation n'est donc pas applicable lorsque l'eau dont on dispose est impropre à l'alimentation des chaudières, par exemple lorsque c'est de l'eau de mer ; cette circonstance étant exceptionnelle pour les machines fixes, c'est la condensation par mélange qu'on emploie le plus souvent pour des raisons de simplicité.

La quantité de chaleur du condenseur a fait l'objet d'une première recherche théorique (3e fascicule, nos 134 et 135). Comme l'action des parois ne peut être précisée *à priori*, le seul moyen pratique d'évaluer la chaleur à enlever au condenseur consiste à apprécier à l'avance, d'après la consommation probable du moteur, la portion de la chaleur fournie qui n'est pas transformée en travail.

La chaleur fournie à la machine se compose de la chaleur totale de la vapeur qui l'alimente, enveloppe comprise ; elle est égale à la quantité de chaleur convertie en travail, augmentée de la perte par rayonnement extérieur, de la quantité de chaleur contenue dans l'eau des purges, et de la quantité de chaleur versée au condenseur.

Pour un calcul de ce genre, on peut négliger la perte par rayonnement ; supposons donc que la machine emprunte à la chaudière P kilogrammes de vapeur saturée par cheval indiqué et par heure, la température étant t_1, et le titre égal à l'unité ; soient t_2 la température

de l'eau échauffée du condenseur, p le poids d'eau recueillie dans l'enveloppe à la température t_1 ; on aura l'égalité :

$$(1) \qquad P(606,5 + 0,305t_1) = \frac{270\ 000}{425} + pt_1 + Q$$

Q est la quantité de chaleur versée au condenseur, la chaleur spécifique de l'eau est supposée égale à l'unité.

Soit F le poids d'eau froide à injecter par cheval et par heure, à la température initiale θ ; cette eau prend dans le condenseur la température t_2, nous pouvons négliger la chaleur correspondante au travail d'introduction de l'eau dans le condenseur ; la quantité de chaleur introduite dans le condenseur est donc, par cheval et par heure :

$$Q + F\theta$$

Après le mélange, cette chaleur est répartie dans le poids d'eau $F + P - p$, qui se trouve à la température t_2, on a donc :

$$(2) \qquad (F + P - p)\,t_2 = Q + F\theta$$

ou :

$$F = \frac{Q - (P - p)\,t_2}{t_2 - \theta}$$

Q est connu par l'équation (1).

Exemple : Pour une machine monocylindrique, on donne :

$P = 8^k,5$
$p = 0^k,42$
$t_1 = 165^o$ (6 atm. effectives).
$\theta = 10^o$
$t_2 = 35^o$

On trouve par l'équation (1):

$$Q = 4.879 \text{ calories.}$$

d'où l'on tire :

$$F = 183^k,8$$

ou, par kilogramme de vapeur admis dans le cylindre:

$$\frac{F}{P - p} = 22^k,7$$

Le poids d'eau à injecter augmente rapidement avec la température θ ; ainsi pour $\theta = 20°$, on aurait :

$$F = 306 \text{ kg.}$$

La section du tuyau d'injection devra être calculée pour le cas le plus défavorable, de même que la section des ouvertures de l'entrée de l'eau dans le condenseur, en tenant compte de la hauteur motrice, de la perte de charge, et de la différence de niveau entre l'aspiration et la pomme d'injection. On adopte pour la vitesse de l'eau dans le tuyau d'injection $1^{m},50$ par seconde, à moins qu'il n'ait une grande longueur; on descend alors jusqu'à 1 mètre. D'ailleurs, il faut prévoir le cas où la puissance serait variable, et compter sur le travail maximum du cylindre et sur la consommation par cheval qui correspondrait à ce travail maximum, en remarquant que cette consommation s'élève lorsque la détente est de moins en moins prolongée.

Pour une machine compound, le calcul est un peu modifié; soient p le poids de l'eau extraite de l'enveloppe du petit cylindre à la température t_1 et p'_1 le poids extrait du réservoir et de l'enveloppe du grand cylindre à la température t', on aura :

(1) $$P\,(606.5 + 0.305\,t_1) = \frac{270\ 000}{425} + pt_1 + p'_1\,t' + Q$$

(2) $$(F + P - p - p'_1)\,t_2 = Q + F\,\theta$$

d'où :

$$F = \frac{Q - (P - p - p'_1)\,t_2}{t_2 - \theta}$$

Exemple : On donne pour une machine compound :

$$P = 6^{k},5$$
$$p = 0,32$$
$$t_1 = 165°$$
$$p'_1 = 0,32$$
$$t' = 105°$$
$$\theta = 10°$$
$$t_2 = 35°$$

On trouve :

$$Q = 3,548 \text{ calories.}$$
$$F = 134 \text{ kg.}$$

125. — *Volume à extraire par la pompe à air.* — Considérons d'abord le cas idéal où il n'y aurait d'autre rentrée d'air dans le condenseur que celle amenée par l'eau d'injection ; soient p' la tension de l'air qui se dégage dans le condenseur et p_2 la pression de la vapeur saturée à la température t_2 ; la pression dans le condenseur sera $p_2 + p'$.

On admet que l'eau froide dissout l'air à raison de $\frac{1}{n}$ de son volume et que cette fraction volumétrique reste la même quelles que soient la pression et la température.

Le volume d'air dissous par kilogramme ($0^{m^3},001$) d'eau d'injection, s'il se dégageait entièrement dans le condenseur, serait, en remarquant qu'il entre à la pression atmosphérique p_a et à la température θ :

$$\frac{0.001}{n} \; \frac{273 + t_2}{273 + \theta} \; \frac{p_a}{p'}$$

Mais l'eau continue à dissoudre la même fraction de son volume ; par conséquent, le volume qui se dégage par kilogramme d'eau injectée est .

$$\frac{0.001}{n} \left(\frac{273 + t_2}{273 + \theta} \; \frac{p_a}{p'} - 1 \right)$$

Le volume à extraire par la pompe à air se compose des volumes de la vapeur condensée, de l'eau d'injection et de l'air qui se dégage ; on peut rapporter ces différents volumes au kilogramme de vapeur admis au cylindre : soit I le poids d'eau d'injection par kilogramme de vapeur admis au cylindre ; le volume à extraire par la pompe à air sera, en mètres cubes:

$$V = 0.001 \left[1 + I + \frac{I}{n} \left(\frac{273 + t_2}{273 + \theta} \; \frac{p_a}{p'} - 1 \right) \right]$$

Si l'on donne p', on pourra déterminer V, et réciproquement ; le volume extrait par la pompe à air détermine la tension p', la températeure du condenseur fixe la tension p_2 de la vapeur ; la contre-pression dans le cylindre est réglée par la somme de ces éléments, auquel il faut encore ajouter les pertes de charge dues à l'écoulement.

La valeur du coefficient de dissolution $\frac{1}{n}$ est donnée par l'expérience ;

Bunsen a trouvé, en opérant à 15°, qu'un litre d'eau dissout 0,018 litre d'air, ce qui donne en chiffre rond :

$$\frac{1}{n} = 0,02$$

Si on donne le volume engendré par le piston de la pompe à air, on peut déduire la pression de l'air p' de l'équation ci-dessus. On trouve, en faisant le calcul pour les proportions de pompes à air généralement admises, que la pression propre de l'air serait ainsi très réduite, et bien inférieure à ce qu'on constate par l'expérience.

Cette vérification est d'ailleurs facile à faire, car la pression de l'air dans un condenseur est la différence entre la pression totale mesurée à l'indicateur de vide monté sur le condenseur, et la pression de la vapeur saturée à la température qui règne dans la chambre de mélange.

On doit conclure de cet écart que l'air pénètre dans le condenseur par d'autres sources que l'eau d'injection, à savoir, la vapeur elle-même, d'après l'origine de l'eau d'alimentation ([1]), et les rentrées d'air par les bourrages ou certains joints de la canalisation d'échappement.

Il est évident que les rentrées d'air, qui dépendent des soins apportés à la construction et à l'entretien, n'obéissent pas à une loi déterminée, et qu'on ne peut les introduire dans le calcul qu'en faisant des hypothèses qu'on jugera convenir pour des conditions moyennes. Comme elles dépendent du périmètre des joints et des bourrages, on peut admettre par exemple, qu'elles sont proportionnelles au volume du cylindre. Pour des machines fonctionnant dans les mêmes conditions de température et de détente, ce volume est d'abord proportionnel au poids de vapeur à condenser, et il en résulte finalement que *le volume de la pompe à air est proportionnel à celui du cylindre* quand on suppose, comme dans la plupart des moteurs, que la pompe est actionnée par la machine.

Il y a lieu de remarquer, cependant, que les rentrées d'air ne dépendent ainsi que du volume du cylindre et non de la vitesse du piston;

(1) L'alimentation par injecteurs à veine libre introduit beaucoup d'air dans les chaudières.

la proportionnalité de la pompe au cylindre n'est donc justifiée que si on compare des machines ayant la même vitesse de piston. Lorsque le nombre de tours d'une machine augmente, on devrait, pour cette raison, avoir un meilleur vide, mais d'autres éléments entrent en ligne de compte ; ainsi, le rendement volumétrique de la pompe diminue ; il faudrait supposer, d'autre part, que le volume de l'eau d'injection augmente comme le nombre de tours.

Le rapport généralement adopté dans les moteurs fixes est $\frac{1}{5}$ à $\frac{1}{6}$ du cylindre pour les pompes à simple effet, et la moitié de cette fraction pour celles à double effet ; l'économie de vapeur se traduisant toujours par une perte de chaleur moins grande au condenseur, les machines demandent une pompe à air de dimensions d'autant plus petites qu'elles sont plus parfaites, mais il faut compter largement, pour les cas de surcharge et les circonstances où l'entretien serait en défaut.

126. — *Discussion des circonstances qui influencent le vide.* — Considérons un moteur fonctionnant dans des conditions déterminées de charge, et supposons qu'on augmente progressivement, au moyen du robinet d'injection, la quantité d'eau froide introduite dans le condenseur. On produira ainsi des vides différents, qui influenceront la consommation de vapeur, mais dans une mesure assez faible pour qu'on puisse la considérer comme constante pour discuter le fonctionnement du condenseur.

Les rentrées d'air accidentelles ne dépendent pas de la pression absolue qui règne dans le condenseur, pourvu que celle-ci soit inférieure à une demi-atmosphère environ (3[e] fascicule, n° 70) ; la quantité d'air amenée par la vapeur est négligeable dans les circonstances ordinaires, tandis que celle qui se dégage de l'eau froide est proportionnelle au volume injecté.

Au total, le poids de l'air à aspirer n'augmente que dans une faible mesure, mais le volume disponible dans la pompe diminue au fur et à mesure que l'eau y prend plus de place ; par contre, la température du condenseur s'abaisse, et par conséquent aussi celle de l'air extrait, mais l'influence de ce facteur est réduite, de sorte que la pres-

sion propre de l'air p' augmente, tandis que celle p_1 de la vapeur s'abaisse.

La somme des pressions p' et p_1 qui représente la pression dans le condenseur s'abaisse, mais elle finirait cependant par augmenter, parce que la loi de décroissance de p_1 est de plus en plus lente, tandis que p' s'élève constamment.

Il y a donc une température qui donnerait dans le condenseur une pression minimum ; ordinairement, ce régime n'est pas atteint parce qu'il demanderait un volume d'eau trop grand, et que le travail absorbé pour commander la pompe à air augmenterait d'une manière désavantageuse.

Ce travail comprend le travail d'extraction de l'eau, à peu près proportionnel à son volume, et le travail d'extraction de l'air saturé de vapeur, qui varie d'une manière plus compliquée (1).

Il résulte de ces conditions que l'ouverture du robinet d'injection peut diminuer dans une forte mesure sans que la pression au condenseur s'élève notablement, tant que la température du trop-plein ne s'élève pas au-dessus de 30 degrés.

Lorsque l'eau dont on dispose est à une température plus ou moins élevée, il est évident qu'on doit augmenter le volume injecté, et accepter à la sortie une température plus élevée avec un vide moins bon.

L'expérience justifie ces prévisions (2) ; nous allons donner un extrait des résultats trouvés dans des essais à charge constante avec volume variable de l'eau d'injection sur le moteur du laboratoire de Gand (3).

(1) On peut admettre, avec une certaine approximation, que la compression de l'air se fait suivant la loi isothermique, à cause de la grande quantité d'eau en présence. Toutefois l'air étant saturé de vapeur à la température constante de l'eau, et par conséquent à pression constante, il faut ajouter, à toutes les ordonnées du diagramme de compression de l'air, l'ordonnée constante p_1, qui mesure la pression de la vapeur. Cette opération revient à relever tout le diagramme d'autant, mais comme il ne dépasse pas la pression atmosphérique, sa surface est un peu diminuée par le haut.

Quand on augmente le volume d'eau injecté, la pression p' varie légèrement en fonction du volume d'aspiration et de la température, de manière à ce que le même poids soit extrait et p_1 diminue. Au total, le travail de la pompe à air augmente surtout par l'accroissement du volume d'eau à extraire.

(2) Voir, par exemple, celles de *Kiesselbach* (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1893, p. 255), dont un extrait a été donné dans la premiere édition du présent ouvrage.

(3) Expériences faites en 1908.

L'eau est aspirée dans le condenseur à mélange, qui est un récipient cylindrique à axe vertical. La pompe à air verticale est représentée dans la figure 350 ; les expériences ont été faites à la puissance très sensiblement uniforme de 34 chevaux, le moteur fonctionnant en compound, à l'allure de 93,4 révolutions par minute. Le volume développé par la grande face du piston est le volume total théorique aspiré par tour, sous réserve de l'effet produit par l'air retenu dans la pompe et du retard à la fermeture des clapets. D'après ses dispositions, cette pompe fonctionne comme un compresseur compound ; nous reviendrons plus loin sur cette particularité.

La contre-pression au cylindre est mesurée sur les courbes d'indicateur, la pression au condenseur est fournie par un indicateur de vide à mercure dont la colonne est retranchée de la hauteur barométrique. Le volume d'eau a été jaugé à la sortie du trop-plein dans un bassin calibré, on en a retranché l'eau provenant de la vapeur motrice condensée. Chaque expérience a duré assez longtemps pour établir le régime, et des diagrammes ont été relevés simultanément sur les deux faces du piston de la pompe.

Dimensions des cylindres moteurs :

Diamètre du petit cylindre	250	mm.
» du grand »	400	»
» des tiges et contre-tiges	40	»
Course des deux pistons	500	»

Dimensions de la pompe :

Diamètre du piston	300	»
» du fourreau	200	»
Course	180	»
Section de la face inférieure	7.07	dm^2
» » supérieure	3.93	»
Volume engendré par la face inférieure	12.723	dm^3
» » supérieure	7.069	»
Section libre des sièges des clapets de pied	1.58	dm^2
» du piston	1.97	»
» dee sièges des clapets de tête	1.52	»
Rapport du volume aspiré au volume du grand cylindre	0.205	

Données de fonctionnement :

Puissance indiquée	34 chevaux
Tours de l'arbre par minute	93,4
Pression barométrique	1,039 kg. p. cm^2
Poids de fluide (vapeur humide) s'échappant par tour au condenseur	0,03316 kg.

	Expériences 1	2	3	4
Volume d'eau injecté par minute ... dm^3	56.4	81.1	109.8	150.1
Rapport au poids de vapeur	18.2	26.2	35.4	48.4
Température de l'eau à l'entrée	13.25	13.2	13.15	12.9
» » au trop-plein	41.5	33.4	28.35	24.6
Pression absolue dans le condenseur	0.159	0.125	0.119	0.115
Contre-pression au cylindre	0.234	0.211	0.196	0.196
Pression de la vapeur saturée à la température du trop-plein	0.081	0.052	0.040	0.031
Pression propre de l'air (p. différence)	0.078	0.073	0.079	0.084
Volume d'air extrait par tour à la pression atmosphérique ... dm^3	1.201	1.084	1.090	1.275
Volume d'eau extrait par tour, comprenant l'injection et la vapeur condensée ... dm^3	0.637	0.901	1.208	1.646
Volume d'air par tour dégagé par l'eau d'injection et la vapeur, calculé au moyen du coefficient de 0.02, ramené à la pression atmosphérique et à la température du trop-plein ... dm^3	0.015	0.020	0.026	0.036
Volume des rentrées d'air par tour, calculé par différence ... dm^3	1.186	1.064	1.064	1.239
Volume des rentrées d'air ramené à zéro ... dm^3	1.031	0.950	0.967	1.136
Puissance absorbée par la pompe à air, tirée des diagrammes ... ch^x	0.567	0.633	0.719	0.945
Puissance absorbée pour l'extraction de l'eau.. ch^x	0.113	0.175	0.239	0.329
Puissance absorbée pour l'extraction de l'air, par différence ... ch^x	0.454	0.458	0.480	0.616
Puissance absorbée par la pompe à air en % de la puissance indiquée	1.67	1.86	2.11	2.78

Le volume des rentrées d'air, déterminé sur les courbes d'indicateur de la pompe à air (face supérieure) ne peut être qu'approximatif; on voit

qu'il varie peu d'une expérience à l'autre ; il est en moyenne de 1,021 dm³ par tour, ce qui correspond à 0,656 dm³ par seconde (¹).

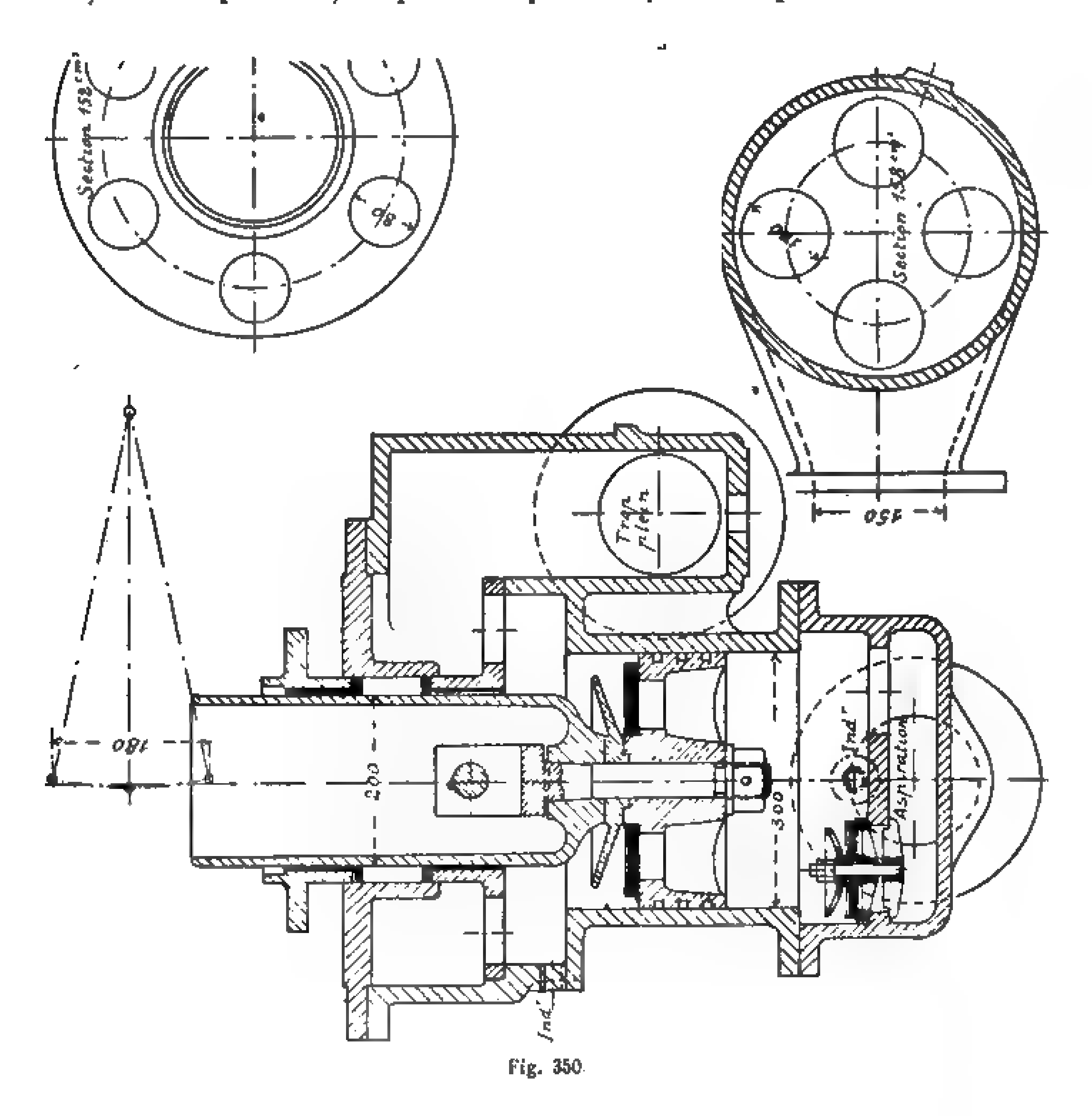


Fig. 350

Les fuites peuvent se produire surtout au robinet d'injection, qu'on munit généralement d'un bourrage, et aux garnitures de la tige du piston ainsi que des axes ou tiges des obturateurs d'échappement. Dans les machines compound peu chargées, la pression au réservoir

(1) On peut calculer que ce volume est celui que débiterait un ajutage convergent débouchant directement dans le condenseur, et qui aurait 3.47 mm² de section, soit 2.1 mm. de diamètre à la petite base.

s'abaisse en dessous de la pression atmosphérique, les fuites peuvent s'étendre alors à d'autres joints et même aux bourrages du petit cylindre. Il faut aussi veiller dans ce cas aux purgeurs automatiques, qui au lieu de débiter l'eau de condensation, laissent rentrer de l'air.

D'après les chiffres d'expérience donnés plus haut, on voit que la pression propre de l'air varie peu avec le volume injecté ; l'amélioration du vide est due à l'abaissement de la pression de la vapeur. On arrive exceptionnellement, avec des bourrages particulièrement étanches, et des conduits d'échappement favorablement disposés, à faire descendre la contre-pression au cylindre jusqu'à 0,125 kg.

Le défaut spécial au condenseur est que l'air est extrait en même temps que l'eau échauffée et par conséquent à la même température ; on comprend mieux cette cause d'infériorité en étudiant les condenseurs à contre-courant (129).

127. — *Disposition du condenseur à injection et de la pompe à air.* — Dans le cas où la pompe à air est verticale (Voir fig. 13, 353, et la pl. II), le condenseur à injection est simplement un récipient en fonte ou en tôle et fonte, dans lequel la vapeur d'échappement et l'eau sont introduites de manière à bien se mélanger ; ce récipient est monté sur un soubassement qui sert d'assise à la pompe à air.

L'eau est généralement introduite au sommet, son débit est réglé par une valve i qui la divise (fig. 353) et la fait tomber sous forme de pluie ; le condenseur doit être établi aussi près que possible du cylindre, sinon la perte de charge peut être fort grande.

Les pompes verticales peuvent être à simple effet ; on ne devra pas perdre de vue que le mélange à extraire par la pompe à air comprend en volume une forte proportion d'air, cet air se trouvant à une tension très faible et saturé de vapeur à la température du condenseur ; la pompe à air fonctionne donc comme un compresseur à injection d'eau, elle commence par aspirer l'eau puis l'air saturé de vapeur ; l'air se comprime pendant la course de compression, et sa tension augmente ; nous pouvons faire abstraction de la vapeur pendant la compression, car son poids étant négligeable en comparaison de celui de l'eau, sa compression est isothermique et sa tension n'augmente pas, nous pour-

rons donc nous borner à considérer la compression isothermique de l'air en y ajoutant la faible tension de la vapeur ; les clapets de refoulement s'ouvrent lorsque la pression de l'air comprimé ajoutée à celle de la vapeur atteint la pression atmosphérique. C'est l'eau extraite qui remplit les espaces nuisibles de la pompe, et rend le fonctionnement possible.

Les pompes à air verticales sont disposées comme l'indique la fig. 351, c'est-à-dire qu'elles sont généralement munies de trois séries de clapets c_1 c_2 c_3 ; si l'on néglige les pertes de charge au passage des clapets, le piston est en équilibre de pression sur ses deux faces pendant la course descendante, tandis que pour la course ascendante, la pression sur la face inférieure est celle du condenseur $(p_2 + p')$; sur la face supérieure règne une pression croissante jusqu'au moment où s'ouvrent les clapets c_3. Comme il reste en général de l'air en émulsion dans l'eau qui recouvre le piston au moment où il commence à descendre, cet air se détend et retarde l'ouverture des clapets du piston.

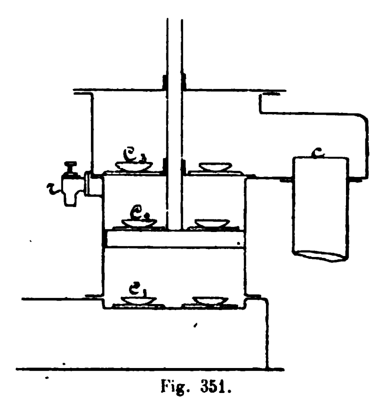


Fig. 351.

Ce genre de pompe donne lieu à un diagramme presque nul sur la face inférieure, et sur la face supérieure à des diagrammes semblables à ceux de la figure 352, qui ont été relevés avec des ouvertures différentes du robinet d'injection.

Le fonctionnement de la pompe est à peine modifié par la suppression des clapets c_1, il donne lieu à un diagramme nul sur la face inférieure, et à un diagramme analogue au précédent sur la face supérieure ; on supprime assez souvent les clapets c_1, qui sont d'ailleurs difficiles à visiter.

On pourrait aussi, en conservant les clapets c_1 et c_2, supprimer les clapets de tête, on aurait alors pour la face supérieure un diagramme nul, et pour la face inférieure le même diagramme que précédemment, mais renversé ; le travail théorique absorbé serait le même, mais la fatigue des organes serait plus grande à cause de la pression atmosphé-

rique ; de plus, on conserverait sur le piston une masse d'eau inutile en mouvement. Cette disposition n'est pas employée.

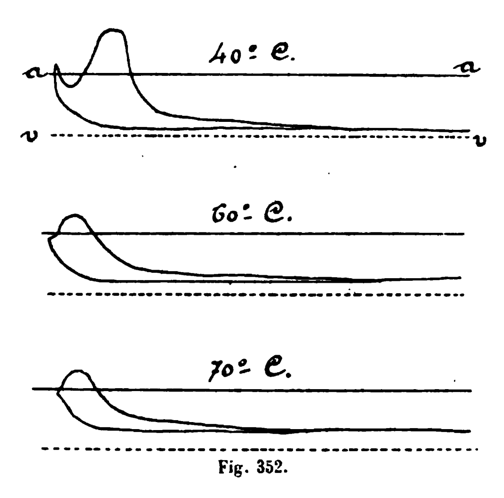


Fig. 352.

Pour éviter le battement brusque des clapets de tête, dans la disposition de la fig. 351, on place quelquefois un reniflard *r* sur le corps de pompe ; il est facile de voir qu'en le plaçant en dessous du piston on nuirait au vide ; dans les dispositions à deux clapets, le reniflard nuit toujours au vide, car il équivaut à une rentrée d'air. L'inertie des clapets du piston facilite leur soulèvement lors de la descente du piston, et accélère leur chute lors de la levée, elle est donc favorable au fonctionnement.

On peut être amené à faire usage d'une pompe à fourreau (fig. 350 et 353), lorque la hauteur fait défaut ; la capacité de la pompe, réglée par le volume aspiré par tour, est la même que pour le type précédent à diamètre égal de piston, mais le fourreau modifie la répartition du travail entre les deux courses ; l'air commence à se comprimer pendant la course descendante, le fourreau fonctionnant alors comme un plongeur, et cette compression s'achève pendant la course ascendante. Cependant, la répartition du travail entre les deux courses n'en est pas plus égale, c'est le contraire qui a lieu, parce que la pression atmosphérique agit toujours de haut en bas sur le plongeur.

Les diagrammes (fig. 354), ont été relevés sur la pompe à air du condenseur à injection du laboratoire de Gand (fig. 350) avec des volu-

mes d'eau croissants ; les chiffres indiquent les numéros des expériences relatées à la page 385 ; on voit que ces diagrammes sont analogues à ceux des compresseurs d'air compound (8e fasc.), c'est-à-dire que la compression est commencée par la grande face dans sa course descen-

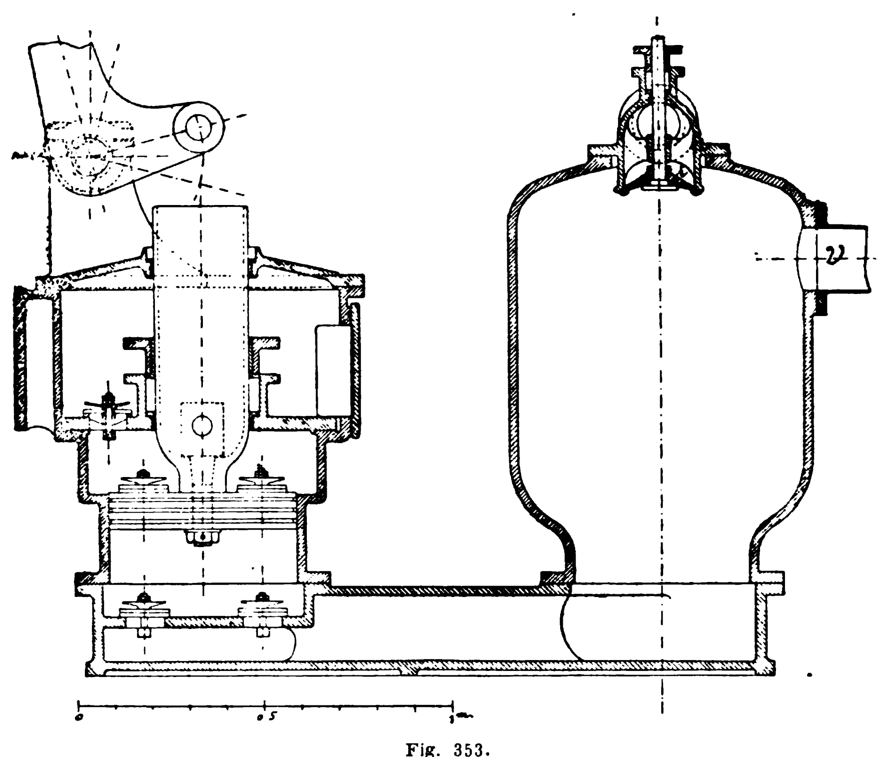


Fig. 353.

dante, et est continuée par la face annulaire dans sa course montante. Par l'augmentation du volume d'eau, le rapport des volumes disponibles sur les deux faces se modifie, et avec lui la répartition du travail de compression.

La section des clapets doit être largement proportionnée, afin que leur levée ne soit pas trop grande, qu'il n'y ait pas de retard à leur fermeture, et que les pertes de charge soient réduites ; on augmente ainsi le rendement volumétrique de la pompe.

On détermine cette section en limitant la vitesse moyenne de l'eau

et de l'air au passage des clapets à 2 à 3 mètres par seconde ; cette vitesse est très modérée pour l'air, tandis qu'elle peut paraître grande

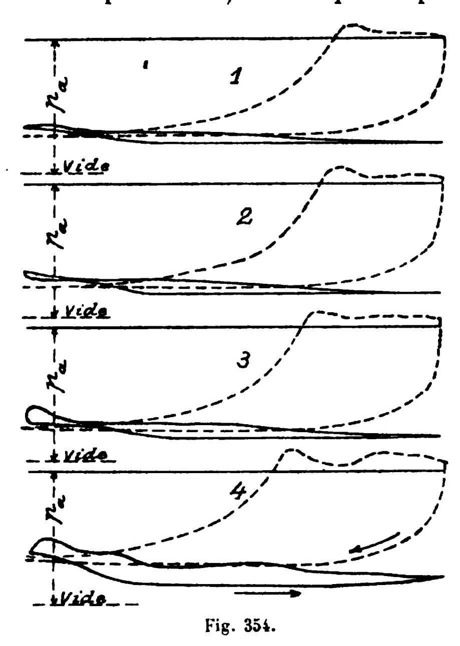


Fig. 354.

pour l'eau, si on la compare à celle qu'on adopte dans les pompes ordinaires, mais il faut remarquer que le passage de l'eau à travers les clapets ne se fait que vers l'extrémité de la course (1).

Les garnitures métalliques des pistons s'usent vite, on les remplace quelquefois par des segments en bois, mais on supprime le plus souvent toute garniture, en se bornant à tourner la couronne de manière à ce qu'elle s'ajuste avec très peu de jeu dans le corps de la pompe ; on creuse dans la couronne quelques rainures profondes qui forment joint en labyrinthe.

Une très bonne disposition, assez souvent employée, consiste à partager la pompe en deux corps, la commande par balancier équilibre les pistons, et le travail est le même dans les deux courses.

(1) Pour la pompe (figure 350), et dans les expériences dont il a été question, la vitesse moyenne est de 2 mètres au clapet du piston, et de $2^{m}50$ environ dans les sièges des clapets de pied et de tête. Avec l'injection forcée (expérience 4), la couche d'eau traversée par le piston a environ 48 mm. d'épaisseur.

L'un des avantages de la pompe verticale est qu'on peut réduire sa course, attendu que la commande est indirecte, on augmente son diamètre en conséquence ; on trouve ainsi une section suffisante pour les clapets, en même temps qu'on réduit la vitesse de piston. Malgré ces précautions il est difficile de dépasser la vitesse de 150 tours par minute, cette vitesse n'a été dépassée que dans quelques cas isolés, et on est obligé alors d'employer une commande de pompe à air par moteur séparé ou par transmission. Cette complication est assez grande pour qu'on renonce à la condensation dans les petits moteurs rapides, à moins d'avoir recours au condenseur-éjecteur (131).

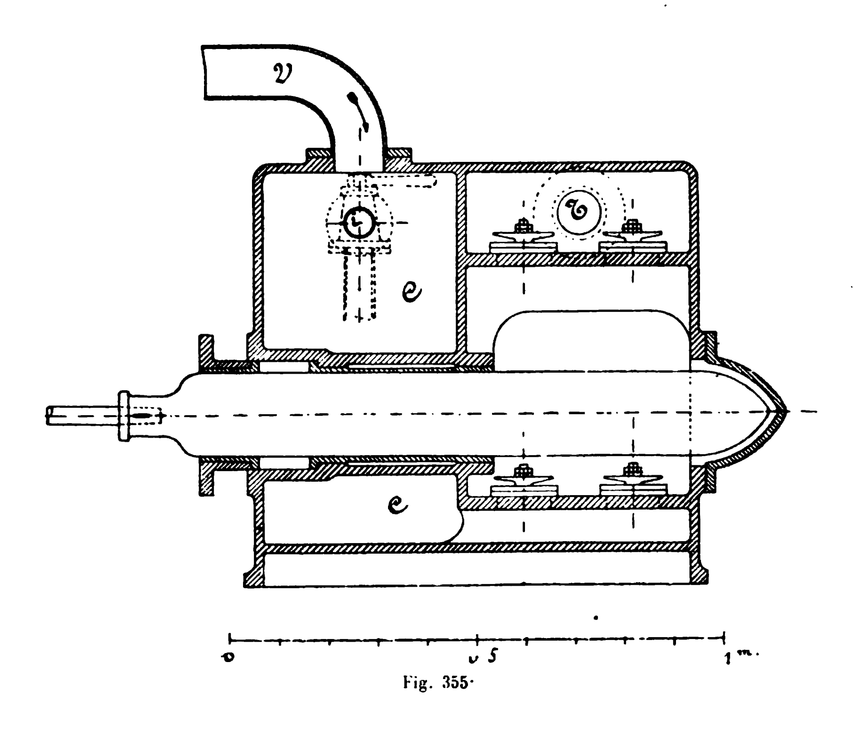


Fig. 355.

Les clapets doivent être disposés de manière à rester couverts d'une couche d'eau, ce qui évite les fuites, cette disposition s'indique surtout pour les clapets de tête ; le rebord *c* (fig. 351) n'a pas d'autre objet.

Pour les machines horizontales, il y a tout avantage, lorsque la hauteur d'aspiration et la vitesse de piston le permettent, de disposer la

pompe à air au niveau de la machine, sur le même axe que le cylindre, sa tige étant alors manchonnée sur la tige de piston du moteur. Le condenseur et la pompe à air forment une seule pièce de fonte, la pompe est généralement à double effet, mais elle peut être à simple effet.

La figure 355 représente un condenseur avec pompe horizontale à piston plongeur à simple effet pour petite course ; la figure 356 donne diverses vues d'un type de condenseur avec pompe à double effet

Dans ces figures, V est l'arrivée de la vapeur, *i* l'injection, C la chambre de mélange, T le trop plein ; la commande se fait par une tige clavetée dans le prolongement de la tige du piston moteur.

Les pompes à air horizontales à simple effet sont employées pour les petites courses, à cause de leur simplicité ; la garniture du piston plongeur se prête facilement à la visite, mais elle peut donner lieu à une rentrée d'air lorsqu'elle n'est pas parfaitement étanche, ce qui arrive forcément à la longue, car le poids du plongeur n'étant pas parfaitement équilibré par la poussée de l'eau, les garnitures en bronze des presse-étoupes prennent de l'ovale. La pompe à double effet ne donne pas lieu à cet inconvénient, surtout si les chambres des extrémités sont assez volumineuses pour que le piston ne se découvre pas lorsqu'il est au milieu de sa course, car si le piston est noyé pour cette position, il l'est pour toutes les autres, et l'eau empêche le passage de l'air d'une face à l'autre du piston.

On emploie aussi, pour des raisons de niveau, de vitesse ou d'emplacement, la pompe à air horizontale à double effet, à course réduite, placée à un niveau inférieur, et commandée par des renvois prenant le mouvement sur la crosse ou sur le bouton de manivelle (voir fig. 72).

Cette disposition est représentée plus en détail dans la figure 357 ; la pompe à air est établie dans une caisse à deux compartiments, dont l'un reçoit les tuyaux d'échappement de vapeur et d'injection et forme le condenseur proprement dit, tandis que l'autre est la bâche de décharge d'où l'eau s'écoule par trop plein. Le prolongement de la tige de piston sert parfois de plongeur à la pompe alimentaire, celle-ci étant alors venue de fonte avec le couvercle d'arrière de la pompe ; le support forme une auge qui permet de noyer les bourrages et d'éviter les rentrées d'air.

Pour les grosses machines, il serait difficile de donner un volume

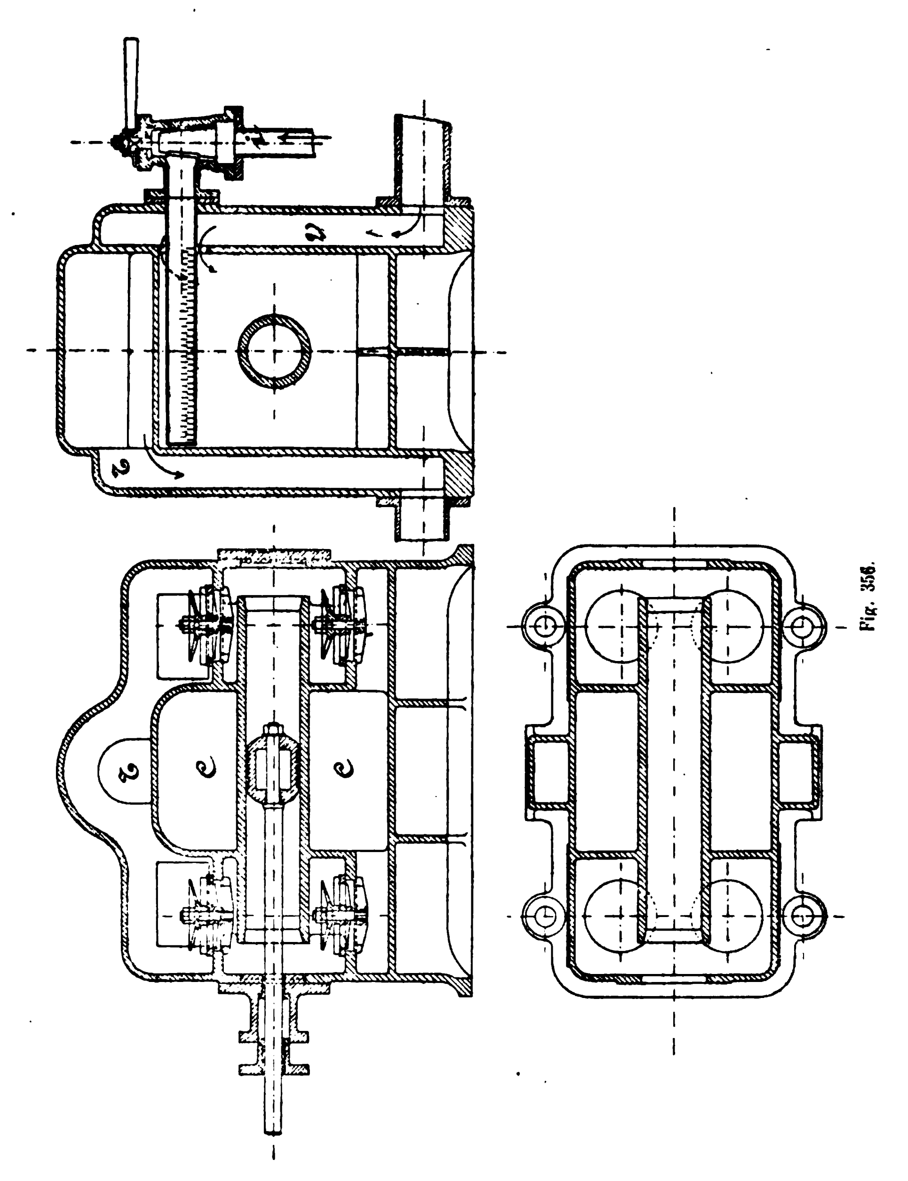


Fig. 356.

convenable au compartiment où se fait la condensation sans exagérer les dimensions de la pièce ; l'injection se fait alors dans le tuyau d'é-

chappement élargi, auquel on donne une légère pente. Dans la dispo-

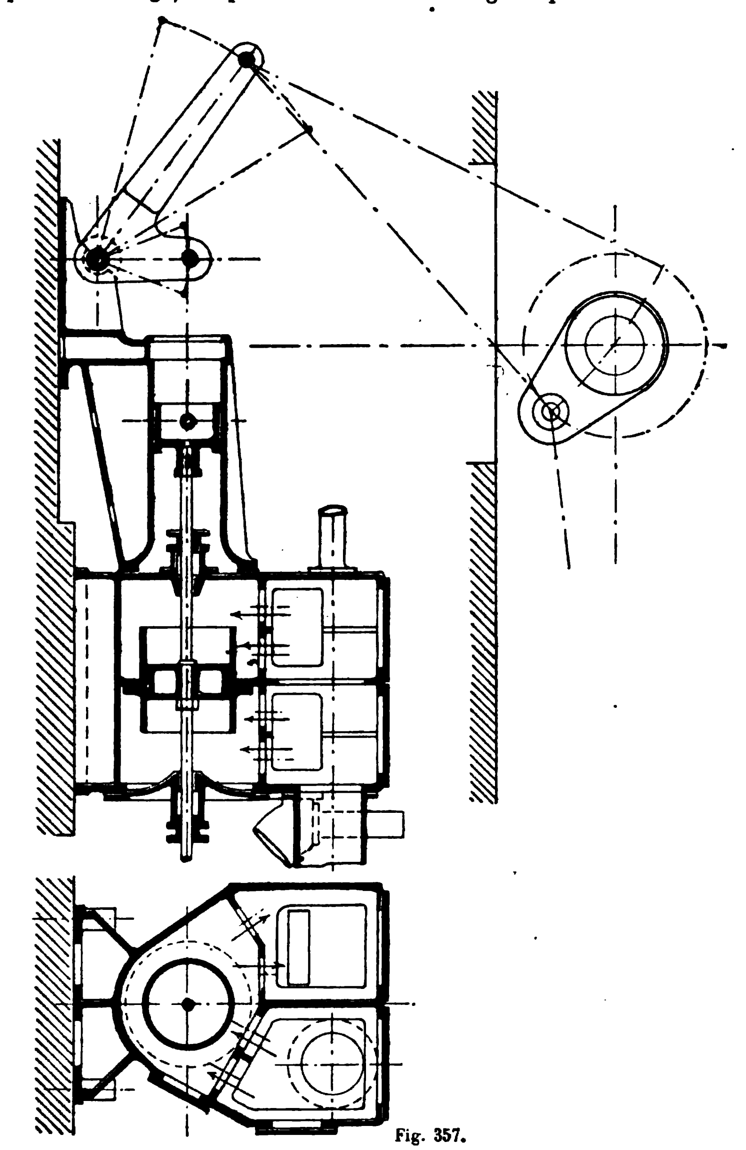


Fig. 357.

sition double *tandem*, ou dans le type à double expansion de la figure 86, on dédouble le condenseur et la pompe à air.

Il est à remarquer que les clapets d'aspiration de la pompe à air sont

renversés ; il s'y forme une petite charge d'eau qui facilite leur ouverture et qui se trouve aspirée d'abord, l'air étant aspiré ensuite ne doit pas traverser une colonne d'eau comme dans les pompes verticales. En cas de dérangement d'un clapet, la pompe continue à fonctionner par l'un de ses côtés avec un vide moins bon.

Il arrive parfois que les pompes à air horizontales ne fonctionnent que d'un côté, les clapets restant fermés sur la face opposée; cette anomalie indique que la pompe est trop grande, l'un des côtés n'ayant pas d'eau à aspirer ne peut remplir son espace nuisible et se trouve dans le cas d'un compresseur sec (1).

Dans les pompes à air des figures 355 et 356, ainsi que dans les pompes verticales déjà décrites, le coup de piston extrait d'abord la réserve d'eau, et l'extraction de l'air ne commence que lorsque le clapet de fond est découvert du côté du condenseur : l'eau et l'air passent donc successivement par le même clapet pour remplir le vide créé par le piston ; il en résulte que l'air doit traverser une couche d'eau d'une certaine épaisseur logée sur les clapets d'aspiration, et que la pression du condenseur est supérieure à celle qui règne sous le piston. La résistance des clapets d'aspiration agit dans le même sens pour rendre le vide du condenseur moins bon que celui de la face aspirante de la pompe. On peut éviter cet inconvénient en établissant dans les pompes horizontales une aspiration d'air séparée au moyen d'une soupape qui s'ouvre au sommet de la chambre comprise entre les deux clapets (2).

Une solution plus radicale de cette difficulté est obtenue au moyen des pompes sans clapets d'aspiration, dont il va être question ci-après.

127 *bis*. — *Pompes Edwards, Brown-Kuhn, etc.* — La pompe Edwards, aujourd'hui assez répandue, a été créée pour les machines marines vers 1896 (3). Elle est représentée par la figure 358. La pompe est à piston plein, et se trouve placée dans une chambre cylindrique qui

(1) Bienaymé, *Machines marines*, p. 296. Il suffit alors du plus petit changement pour que la pompe se mette à aspirer du côté auparavant inactif, le premier cessant à son tour de fonctionner.

(2) Telle est la disposition du condenseur *Horn* ; un principe analogue, appliqué d'une manière simple et élégante se retrouve dans la pompe des ateliers d'*Oerlikon* et dans plusieurs autres (*Haeder* et *Zeitschrift des V. D. I.*, 1890).

(3) *Engg.* 1896-2-221 ; 1897-2-767 ; 1905-2-180.

communique d'une manière permanente avec le fond du condenseur par la tubulure A ; le fourreau dans lequel se meut le piston est percé sur tout son pourtour d'ouvertures rectangulaires *o* qui sont dépassées par le piston lorsque celui-ci arrive au bas de sa course ; à ce moment l'eau qui a pu se déverser librement dans le fond F de la chambre est expulsée vers l'intérieur de la pompe ; ce résultat est obtenu par la forme conique donnée au piston et au fond de la chambre, ainsi que par le tracé particulier de la gorge qui ramène la nappe d'eau projetée dans la direction des flèches en trait plein. L'air entre par les ouvertures *o* aussitôt que le piston les dépasse dans sa course descendante, et grâce au vide produit dans la pompe. La compression commence lorsque le piston en montant ferme les orifices d'entrée, la tubulure de trop plein se trouve en S.

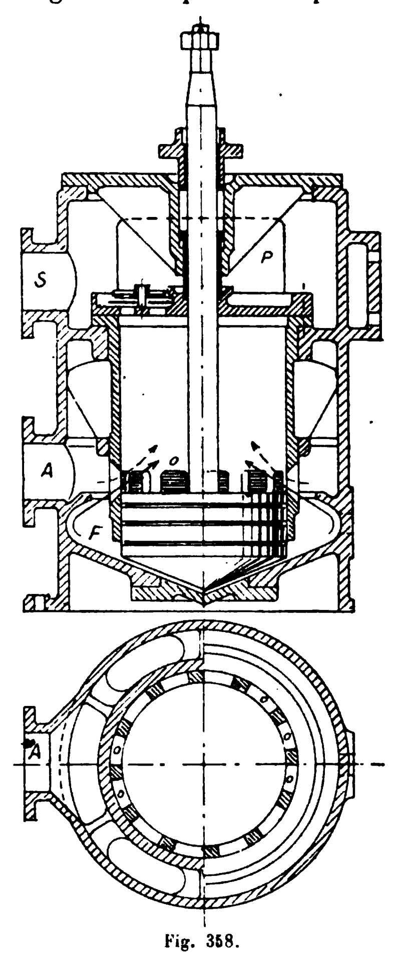


Fig. 358.

Il est probable que la nappe d'eau qui pénètre avec vitesse dans les orifices produit sur l'air une action d'entrainement qui contribue à diminuer la résistance déjà très réduite qu'éprouve l'air à passer du condenseur dans la pompe.

La pompe Edwards s'applique indifféremment aux condenseurs à mélange ou à surface [1]. La visite des clapets peut se faire, même pen-

(1) On la trouve aussi, comme appareil indépendant, dans les condensations centrales ou les turbines ; elle comprend alors trois corps commandés par manivelles à 120 degrés et jusqu'à 300 tours par minute pour 200 mm. de diamètre et 250 mm. de course.

dant la marche, par la porte P ; le piston s'approche très près du fond de la chambre F, il faut éviter que des dépôts puissent se loger dans cet espace ; le couvercle amovible du fond et un trou de nettoyage latéral permettent de maintenir le jeu indispensable.

La figure 359 représente la pompe *Brown-Kuhn* (1), assez analogue en principe à celle qui vient d'être décrite. Le piston P est creux, et

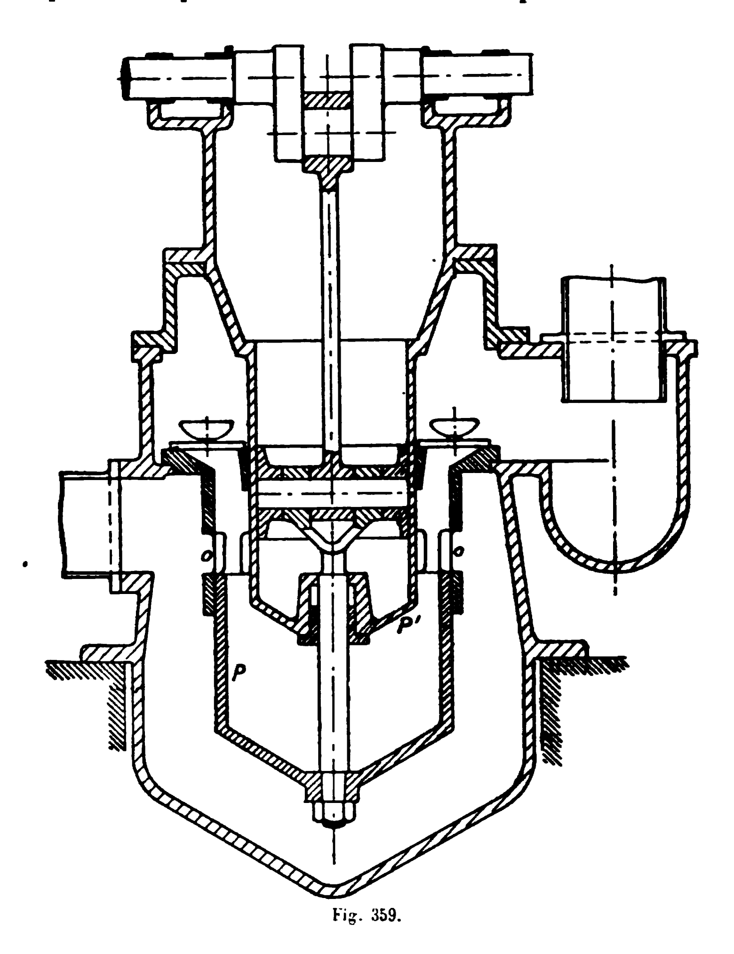


Fig. 359.

l'eau s'y déverse lorsqu'il arrive vers le bas de sa course et qu'il dépasse les orifices *o* ; l'air entre en même temps dans la capacité annu-

(1) Construction de G. Kuhn, à Stuttgard.

laire qui se trouve sous les clapets de refoulement. La compression de l'air et l'expulsion de l'eau se produisent par le déplacement ascendant du piston lorsqu'il a dépassé les orifices *o* par son bord supérieur ; dans cette phase, la partie centrale fixe P′ agit comme un plongeur, et fait que le niveau de l'eau emmagasinée dans le piston creux s'élève plus vite que le piston, et peut gagner les clapets (1).

128. — *Précautions diverses.* — Il est dangereux d'établir le cylindre à un niveau trop rapproché de la nappe d'eau dont on dispose pour l'injection, parce que, si on oublie de fermer la valve d'injection à l'arrêt, ou si elle fuit, non seulement le condenseur se remplit, mais l'eau peut monter par les communications jusque dans le cylindre, et occasionner une rupture lors de la mise en train ; lorsqu'il n'y a pas d'autre solution, il faut veiller avec le plus grand soin à ce que l'on ferme l'injection lors des arrêts, et ouvrir les robinets purgeurs du cylindre immédiatement pour faire tomber le vide et arrêter l'appel d'eau que les fuites pourraient amener dans le condenseur. Dans les moteurs importants, on établit parfois un tuyau de rentrée d'air qui débouche sur le condenseur ou sur la tuyauterie d'échappement, afin de faire tomber rapidement le vide lors de l'arrêt ; la prise d'air se fait à l'extérieur du local pour éviter le bruit.

Les robinets purgeurs des cylindres sont munis de canalisations légères qui amènent la vapeur hors du local des machines, mais ces tuyaux ne peuvent jamais plonger sous l'eau, qui pourrait remonter dans le cylindre pendant l'arrêt lorsque les purgeurs sont ouverts ; des ruptures de bâtis ont été amenées par cette cause.

Lors d'un ralentissement très prononcé du moteur, intentionnel ou non, il faut modérer l'entrée de l'eau dans le condenseur, car le débit de la pompe à air diminuant en raison de sa vitesse, tandis que l'entrée de l'eau dans le condenseur ne diminue que lorsque le vide tombe, le condenseur pourrait également s'engorger par cette circonstance.

(1) Le calcul des diamètres relatifs des organes P et P′ demande une certaine attention *(H. Dubbel, ouv. cité).*
D'autres pompes appartenant à la même classe sont décrites dans l'ouvrage ci-dessus et *Zeitschrift des V. D. I.*, 1904-1-369 ; 1904-2-1536 (pompe *Josse* à grande vitesse).

Plusieurs constructeurs appliquent à leurs condenseurs une soupape de rentrée d'air ou casse-vide, qui s'ouvre par l'action d'un flotteur lorsque l'eau s'élève dans le condenseur au delà d'un certain niveau.

Théoriquement, l'eau peut être aspirée dans le condenseur à une hauteur correspondante au vide (cette hauteur étant comptée depuis le niveau de la nappe d'eau froide jusqu'au point où l'eau débouche dans la vapeur), mais il faut compter sur les pertes de charge ; il ne convient donc pas d'exagérer la hauteur d'aspiration, qui, en y ajoutant la perte de charge, ne devra pas dépasser 6 à 7 mètres, sinon, en cas de mauvais vide, le condenseur pourrait se désamorcer. Lorsque le niveau ne permet pas l'aspiration directe, on emploie une pompe dite à eau froide, qui élève l'eau dans une bâche d'aspiration. Le débit de cette pompe à eau froide doit être un peu plus grand que la consommation la plus grande du condenseur, le surplus s'écoule par trop plein.

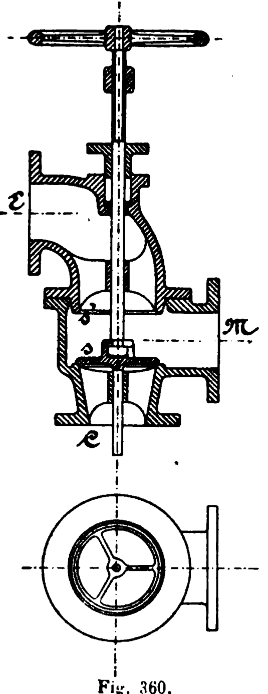


Fig. 360.

Lorsqu'on est exposé à manquer d'eau de condensation, on dispose sur l'échappement une valve à double voie (pl. II) qui permet éventuellement la décharge à l'air libre. La figure 360 donne le détail de cette valve : M est l'entrée de la vapeur venant de la machine, C est la tubulure du condenseur, E celle du tuyau d'échappement à air libre ; la soupape *s* peut, à volonté, occuper la position représentée, ou bien s'asseoir sur le siège *s'*.

Dans les grandes tuyauteries, la soupape *s* est remplacée par un jeu de deux vannes qu'on doit s'attacher à rendre bien étanches.

129. — *Condenseur barométrique ordinaire et à circulation méthodique.* — On fait usage depuis longtemps, dans les sucreries, d'un condenseur à mélange consistant en une chambre qui reçoit la vapeur et l'eau réfrigérante. Cette chambre est placée assez haut pour que l'eau de décharge s'écoule par gravité malgré le vide ; cette condi-

tion est remplie en donnant au tuyau d'écoulement une hauteur de 10 mètres, et en le faisant plonger sous le niveau de la nappe de déversement de façon à prévenir son désamorçage. Il est évident que l'eau d'injection doit être introduite dans la chambre de mélange au moyen d'une pompe dont la hauteur effective d'élévation correspond à la dénivellation donnée à l'eau, diminuée de la colonne mesurant le vide dans le condenseur. Il n'en résulte pas nécessairement une dépense de travail supplémentaire, attendu qu'on fait l'économie du travail d'extraction de l'eau échauffée.

Pour maintenir un pareil condenseur en fonctionnement, il faut en extraire l'air introduit par l'eau d'injection et les fuites, cette extraction se fait au moyen d'une pompe dite à air sec (1).

La figure 361 donne sous la forme schématique la disposition perfectionnée due à Weiss ; la vapeur débouche en V, à la base de la chambre de mélange, tandis que l'eau froide pénètre en E, et s'écoule en cascade vers le bas ; cette eau, échauffée et mélangée avec la vapeur condensée, s'écoule par la colonne barométrique B, tandis que l'air seul est extrait par le tuyau a au sommet de la chambre.

La pression qui s'établit dans le condenseur dépend de la quantité d'eau froide et de sa température, ainsi que de la capacité de la pompe à air ; elle est uniforme dans tous les points de la chambre, dont toutes les parties communiquent largement, et est égale à la somme des pressions dues à l'air et à la vapeur qui le sature à la température qui règne en chaque point (loi de Dalton). Mais cette température est croissante depuis la base jusqu'au sommet de la chambre, attendu que l'air aspiré circule en sens inverse de l'eau, et traverse des nappes de plus en plus froides. Ainsi, tandis que cette température est t_1 au point de mélange, elle s'abaisse jusqu'à être peu supérieure à celle θ de l'eau froide au point d'extraction de l'air.

Les pressions propres de la vapeur et de l'air varient donc en sens in-

(1) Des perfectionnements importants ont été apportés à ces condenseurs par *F. J. Weiss* (voir son *Traité de la Condensation*, traduit par *E. Hannebicque*); nous n'en exposerons ici que les principes généraux.

Voir aussi les condenseurs *Alberger* et *Westinghouse*, *Revue de Mécanique*, 1903-1-383, 1904-1-99, 1905-1-481, et *Zeitschrift des V. D. I.*, 1905-1-349, le condenseur Alberger appliqué aux grandes machines Corliss-Alliss des chemins de fer souterrains de New-York.

verse au fur et à mesure que le mélange gazeux s'élève, et plus ou moins comme l'indique le diagramme M N, tracé à droite de la figure. Dans ce diagramme, N N' représente la pression de la vapeur saturée d'après la table de Regnault, pour une température égale ou peu supérieure à θ ; le complément N_0N est la pression propre de l'air refroidi à la même température ; ce sont respectivement cette pression et cette température qui déterminent le poids spécifique de l'air extrait en *a* par la pompe.

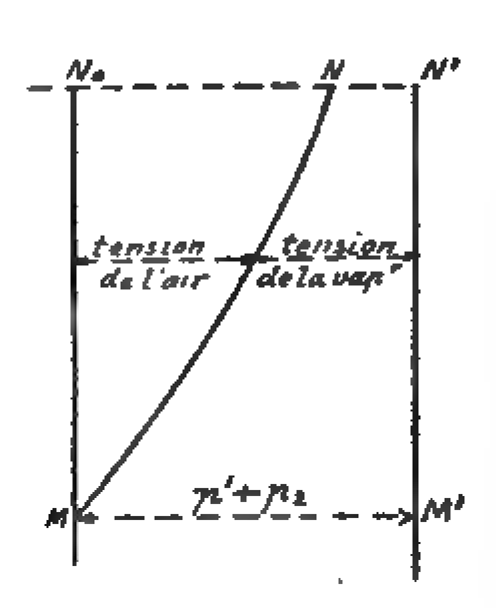


Fig. 361.

Le diagramme suppose qu'à la base de la chambre l'air est suffisamment raréfié pour que sa pression soit négligeable, ce qui est un cas limite ; toute la pression est due en ce cas à la vapeur saturée à la température t_2.

Les avantages qui résultent de cette répartition des pressions individuelles de l'air et de la vapeur sont les suivants. Le volume de la pompe à air est réduit, à cause de la densité plus grande de l'air extrait ;

cette augmentation de densité provient surtout de ce qu'il renferme la vapeur à une pression moindre ; elle provient aussi, dans une mesure beaucoup plus faible, de ce qu'il est à plus basse température.

Le travail dépensé par la pompe à air pour une pression donnée d'aspiration $p' + p_2$ étant très sensiblement proportionnel au volume de son cylindre, on constate que ce travail peut être ainsi réduit de moitié dans des circonstances de température et de pression qui se présentent souvent en pratique.

La circulation méthodique procure aussi une économie d'eau, avec les avantages qui en dérivent pour le travail d'élévation de l'eau, le refroidissement de celle-ci, etc. ; en effet, l'eau peut s'échauffer jusqu'à la température t_2 correspondant au vide obtenu, la pression de l'air étant pratiquement négligeable au point où se fait la condensation.

La capacité de la pompe a air s'obtient en remarquant que le volume d'air rentrant à la température ambiante par les joints et la dissolution dans l'eau froide doit être extrait à une température voisine de θ, soit $\theta + \alpha$, et à la pression p', calculée au sommet du condenseur, celle-ci est la pression totale, diminuée de la valeur que prend la pression de la vapeur au même point, c'est-à-dire dans la région froide.

Si on suppose qu'il entre dans le condenseur L mètres cubes d'air par minute en y comprenant le volume en dissolution, le volume à extraire dans le même temps est

$$L \frac{p_a}{p' + p_{2\,t_2} - p_{2\,\alpha + \theta}}$$

en négligeant l'échauffement depuis θ jusqu'à $\theta + \alpha$. Weiss déduit de l'expérience qu'il faut faire :

$$\alpha = 4^{\circ} + 0.1\,(t_2 - \theta)$$

Remarques sur les rentrées d'air. — On appelle condensations centrales les appareils de condensation communs à plusieurs machines qui peuvent être à marche intermittente ; les canalisations sont alors ordinairement longues et compliquées, et il est nécessaire de prévoir

d'une manière approchée quelles seront les rentrées d'air. Weiss préconise la formule :

$$L = \frac{W}{1000}\left(\lambda + \frac{\mu}{n}\right)$$

dans laquelle W est le poids, en kilogrammes, d'eau injectée par minute, $\lambda = 0{,}02$ le coefficient provenant de l'air dissous, n le rapport entre le poids d'eau injecté et le poids de vapeur à condenser, μ un terme dépendant des fuites et dont la valeur est

$$\mu = 1.80 + 0.01\ Z$$

ou bien

$$\mu = 1.80 + 0.006\ Z$$

suivant qu'il s'agit d'installations ordinaires ou de montages plus parfaits ; Z est la longueur totale, en mètres, des canalisations reliant les machines au condenseur.

Pour les condenseurs à surface, on ferait $\lambda = o$.

Il est à remarquer que si le volume de la pompe est calculé comme il est dit plus haut, on ne saurait améliorer le vide en accélérant son allure, car la température t_2 n'étant pas modifiée, la pression p_2 ne saurait l'être non plus ; la pompe à air aspire alors la vapeur vers le haut du condenseur, et il en résulte une perturbation dans le fonctionnement [1].

Lorsque le poids de vapeur à condenser diminue, et que le volume d'eau froide reste constant, la température t_2 s'abaisse et le vide peut s'améliorer, mais le volume extrait par la pompe à air doit augmenter, comme on le voit par l'expression de ce volume donnée plus haut, où le second terme du dénominateur s'abaisse. On trouverait l'inverse si le poids à condenser augmentait ; le vide obtenu pour le même volume d'eau froide serait moins bon, et la pompe à air devrait aspirer un moindre volume. On arrive à satisfaire à ces conditions en rendant va-

(1) Tel est, au moins, le fait signalé par Weiss. A tout prendre, l'aspiration de l'air refroidi par le haut laisse subsister une objection, car l'air saturé de vapeur est d'autant plus lourd (air et vapeur ensemble) que la température est plus basse, la pression totale restant la même.

L'extraction de l'air paraît plus rationnelle dans le condenseur *contraflo* de Weighton, qui sera décrit au paragraphe suivant (135).

riable l'allure de la pompe ; le contrôle de la marche se fait par le relevé simultané de la température de l'eau de décharge et de la pression au bas de la chambre de mélange ; cette pression doit descendre à peu près jusqu'à celle de la vapeur saturée à la température t_1, il est évident qu'elle ne peut en aucun cas lui être inférieure.

La figure 362 représente, d'après l'auteur, l'ensemble d'un condenseur Weiss, on en suivra facilement le fonctionnement au moyen des explications qui précèdent et de la légende ci-après.

Légende de la figure 362.

B, conduite générale d'arrivée de la vapeur.

D, canalisation d'eau froide refoulée par la pompe M ; cette eau s'étale en nappes par une série de trois déversoirs circulaires superposés placés dans le haut du condenseur.

C, chambre du condenseur.

A, conduite de décharge de l'eau. Pour éviter que l'eau n'envahisse le tuyau de vapeur B dans le cas du vide le plus parfait, la nappe de refroidissement inférieure doit se trouver à une hauteur de 10 à 11 mètres au-dessus du niveau d'écoulement de l'eau de décharge. Pour empêcher la colonne A de prendre des oscillations prononcées lorsque le vide varie brusquement par suite d'un changement de régime, un clapet de retenue est placé à l'orifice de sortie du tuyau A.

M, pompe rotative à eau froide. Cette pompe ne peut être du système centrifuge, ce qui exigerait un changement de vitesse lorsque le vide venant à varier, la hauteur à vaincre serait elle-même variable; pour l'amorçage, par exemple, alors que le vide n'existe pas encore, la vitesse devrait être beaucoup plus grande qu'en marche normale. Il peut arriver aussi que le puisard de cette pompe soit assez élevé pour que l'eau pénètre d'elle-même dans le condenseur; une pompe centrifuge ne permettrait pas alors de régler le débit. Pour la même raison, une pompe à piston ne conviendrait pas dans ce dernier cas, l'eau serait aspirée à travers les soupapes sans qu'on puisse en contrôler le volume.

E, tuyau d'extraction de l'air, aboutissant à la pompe à vide V par le trajet E J F. Il peut arriver, lorsque le poids de vapeur à condenser augmente, que la pompe à vide, en vertu des remarques faites plus haut, ait une capacité trop grande; l'expérience montre que la pompe à vide aspire alors vers le haut de la chambre la vapeur et même l'eau du condenseur, le débit du tuyau A s'arrête, et l'eau envahirait la pompe si on ne prenait la précaution de lui fournir par J K, un chemin direct de descente.

Pour faire cesser cette perturbation, on a remarqué qu'il suffit de laisser rentrer un peu d'air dans le tuyau d'aspiration F de la pompe à vide. Ce résultat est obtenu automatiquement au moyen de la

soupape *s*, manœuvrée par le contre-poids hydraulique H, chaque fois que l'eau vient à sortir par le tuyau K et à se déverser dans le récipient H, lequel est muni d'un ajutage de fond.

La pompe à vide V est un véritable compresseur d'air ; on peut, par exemple, employer le compresseur Weiss (8e fascicule).

130. — *Réfrigérants d'eau de condensation.* — Lorsqu'on manque d'eau pour la condensation, on peut la refroidir à sa sortie du condenseur. Le moyen le plus simple consiste à la recueillir dans un bassin peu profond, où elle se refroidit par contact avec l'air à température plus basse et par évaporation. Ces bassins doivent être très grands (30 à 40 m² pour 100 kilogrammes de vapeur à condenser par heure, d'après M. Mueller).

On a perfectionné ce système en divisant l'eau à refroidir au moyen de tuyères produisant sa dispersion (Koerting), dans lesquelles elle est refoulée sous pression. On peut ainsi réduire au quart la surface du bassin, mais l'atmosphère saturée qui se forme au-dessus de ces tuyères dégage en se refroidissant des nuages de vapeur d'eau qui sont incommodes pour le voisinage.

On emploie plus souvent un réfrigérant composé de lits de fascines (fig. 363), ou d'une série de cloisons horizontales formées de bandes en fer plat ; l'eau de décharge du condenseur est relevée par une pompe auxiliaire dans un tamis diviseur en tôle qui s'étend horizontalement au-dessus du lit supérieur, et d'où l'eau s'égoutte en présentant à l'air une grande surface d'évaporation ; l'eau refroidie tombe dans un bassin en maçonnerie, d'où elle est puisée par le tuyau d'injection du condenseur ordinaire, ou par une pompe auxiliaire, dans le cas du condenseur barométrique.

Les pertes par évaporation sont compensées par une certaine quantité d'eau supplémentaire.

Ces réfrigérants sont efficaces, l'accès de l'air se faisant sur tout le pourtour, ils n'occupent tout compris qu'une surface de 2,5m² pour 100 kilogrammes de vapeur à condenser à l'heure ; il y a cependant encore une abondante formation de nuages à une faible hauteur au-dessus du sol, et on leur préfère des appareils mieux disposés, parmi les-

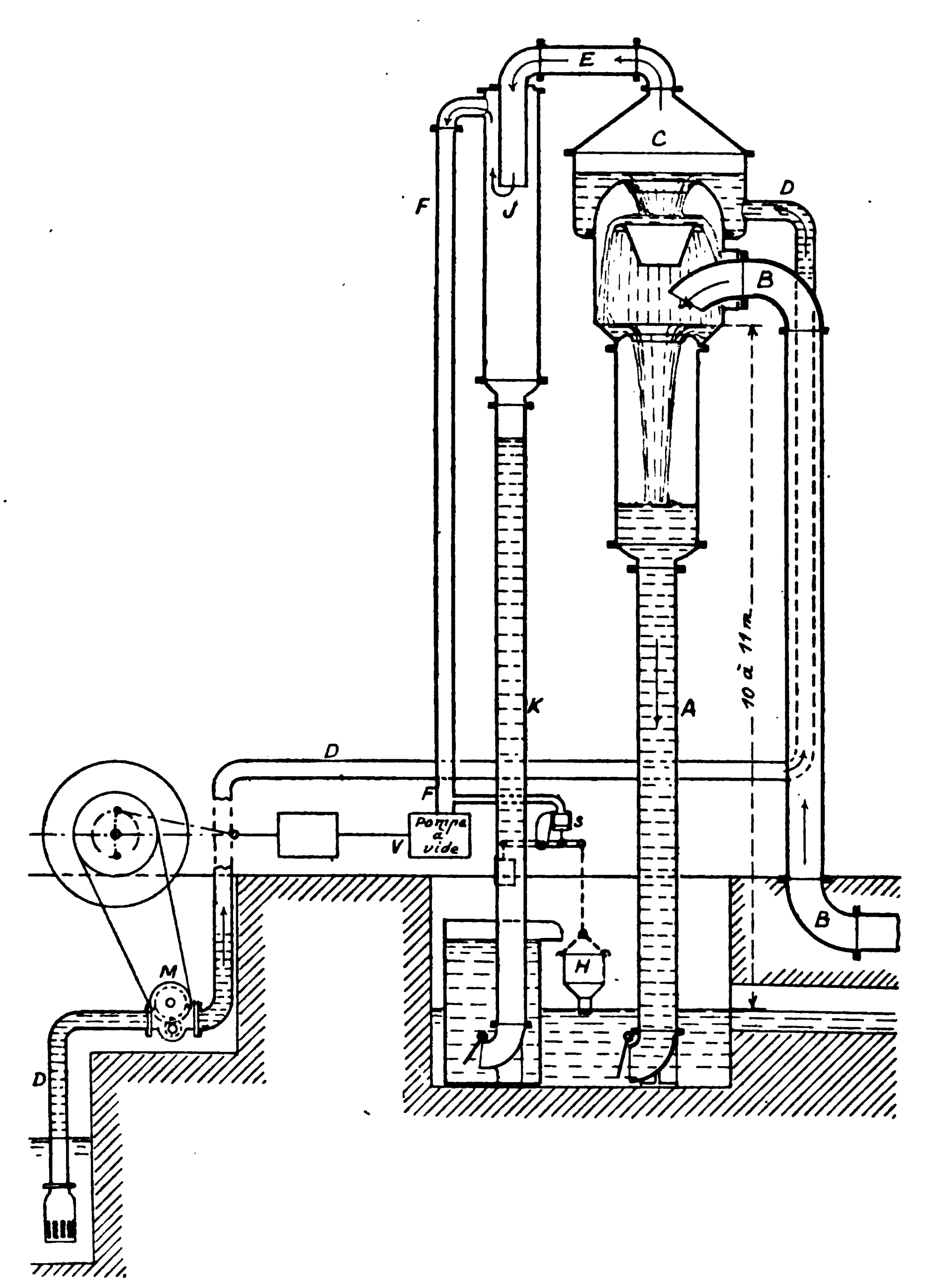


Fig. 362.

quels les réfrigérants à cheminée de Balcke, à Bochum, sont les plus connus.

Fig. 363.

La figure 364 représente en section verticale un réfrigérant de ce système. L'eau à refroidir est élevée par une pompe auxiliaire (quelquefois par la pompe qui extrait l'eau d'un condenseur à mélange à circulation méthodique), dans la conduite C, qui la distribue, au moyen de l'auge D, dans des tamis dont le fond est en tôle ondulée perforée ; elle tombe en gouttes sur les cloisons *t*, formées de lattes de fer, qui la maintiennent dans un état de grande division. Cette construction est montée à la partie inférieure d'une tour en charpente qui forme cheminée d'appel ; des ouvertures sont ménagées au pourtour et sont disposées de manière à donner à l'air entrant une direction transversale à celle des gouttes d'eau.

Dans tous ces réfrigérants, l'air enlève d'abord en s'échauffant une certaine quantité de chaleur à l'eau, cette élévation de température augmente sa capacité de saturation, et provoque une évaporation qui contribue efficacement à refroidir l'eau. La densité de l'atmosphère qui a traversé l'eau est plus faible que celle de l'air entrant, à cause de l'élévation de température et de la saturation ; cette diminution de densité produit un appel d'air dans les réfrigérants à cheminée, ce qui assure et régularise leur action.

La largeur de l'appareil ne peut dépasser 7 mètres sans nuire à l'ac-

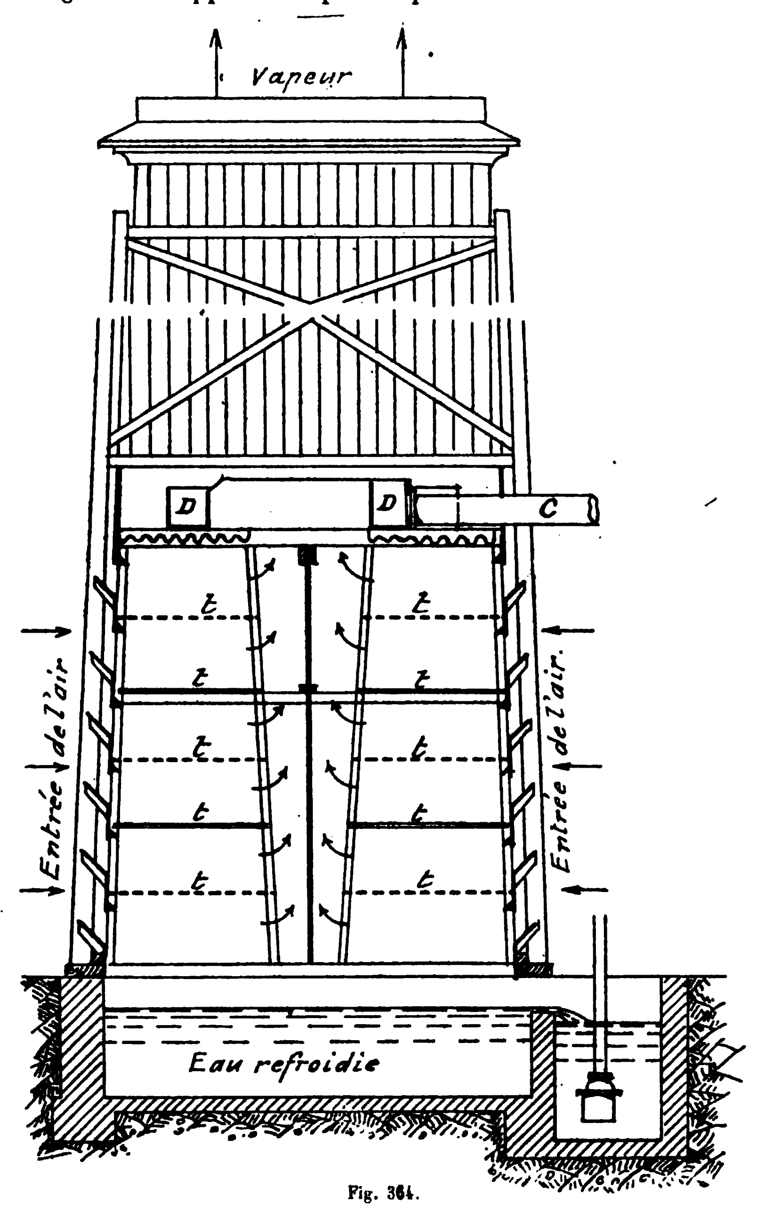


Fig. 364.

cés et à la bonne répartition des courants d'air aspirés ; quand on veut

augmenter sa puissance, il faut le développer en longueur. Il existe des réfrigérants très importants de ce système.

L'effet refroidissant de l'air dépend de sa température et de son degré de saturation lorsqu'il est admis en présence de l'eau chaude ; on peut suivre commodément les données de ce problème au moyen du diagramme de M. Mueller (1), que nous allons faire connaître.

Ce diagramme représente, par ses ordonnées, la quantité de chaleur absorbée par un kilogramme d'air à différents degrés de saturation et à diverses températures depuis l'état initial correspondant à la température zéro, la pression barométrique étant supposée constante et égale à 760 mm ; les températures sont portées en abscisses.

Les ordonnées de la ligne droite inclinée à la base de ce diagramme (fig. 365) représentent la chaleur absorbée par le kilogramme d'air sec pour s'élever depuis zéro jusqu'aux températures croissantes ; les segments compris entre cette ligne et la courbe supérieure représentent la chaleur totale λ de formation de la vapeur qui saturerait le kilogramme d'air, la pression totale étant toujours la même ; les courbes intermédiaires se rapportent aux fractions de saturation comprises entre zéro et l'unité.

Prenons la partie de ce diagramme représentée à plus grande échelle dans la figure 366, supposons que l'air extérieur soit à la température de 15°, et que sa fraction de saturation soit 0,5 ; son état sera marqué par le point *a*. Menons la parallèle *a b* à l'axe des abscisses ; elle coupe la courbe de saturation au point *b*, qui correspond à la température de 9°5. Pour ce point, la diminution de la chaleur à communiquer à l'air (*d f* ou *e c*), est compensée par une augmentation équivalente de la chaleur absorbée par la vapeur qui sature complètement l'air.

Si on suppose que le changement d'état de *a* en *b* se produit en présence de l'eau, l'air en se refroidissant cède autant de chaleur à l'eau

(1) *Rückkühlwerke*, par *Otto H. Mueller* (*Zeitschrift des V. D. I.* 1905). Cette étude théorique et pratique importante décrit les réfrigérants Worthington, munis d'un système automatique ingénieux pour la distribution de l'eau sur des surfaces de ruissellement formées de bouts de tubes en fer. Ces appareils sont d'ailleurs entièrement métalliques, l'enveloppe et la cheminée sont cylindriques.

On consultera aussi le traité de Weiss sur la condensation, cité précédemment.

que celle-ci en abandonne par l'évaporation qui se produit nécessairement pour le saturer. La température 9°5 est donc la limite inférieure de température possible lorsque l'air se trouve à 15° et à moitié saturé. C'est, approximativement, celle que donne le thermomètre à boule mouillée exposé à l'air dans l'état *a*.

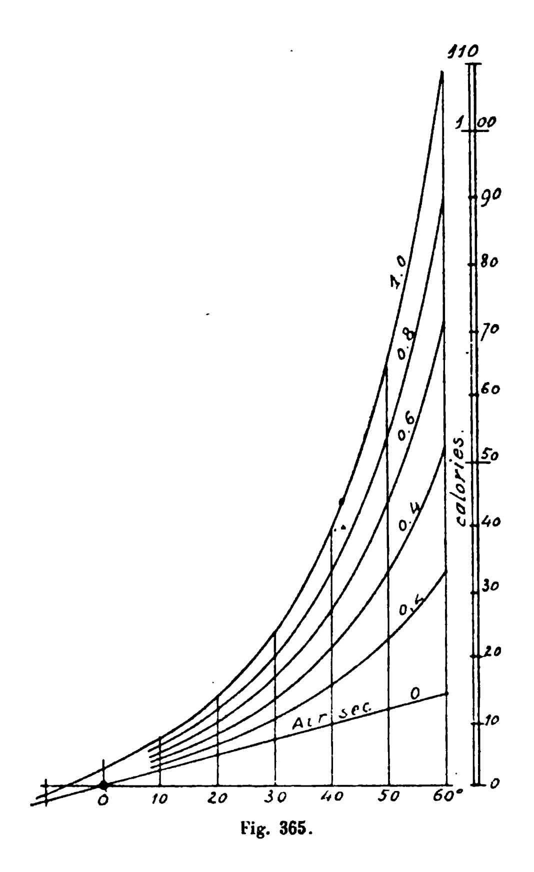


Fig. 365.

Si on suppose que l'air est admis à 15° et entièrement saturé (état A), et qu'il s'échappe du réfrigérant à la température de 40° et saturé à 0,9 (état B), il aura soustrait à l'eau chaude tant pour son échauffement que pour la formation de vapeur, la différence *h* B entre les ordonnées de B et de A ; en menant la parallèle A *g* à la ligne de saturation nulle, on voit que le segment *h* B se compose de *h g* (quantité de

chaleur due à l'échauffement de l'air) et de gB (quantité de chaleur qui a produit l'évaporation).

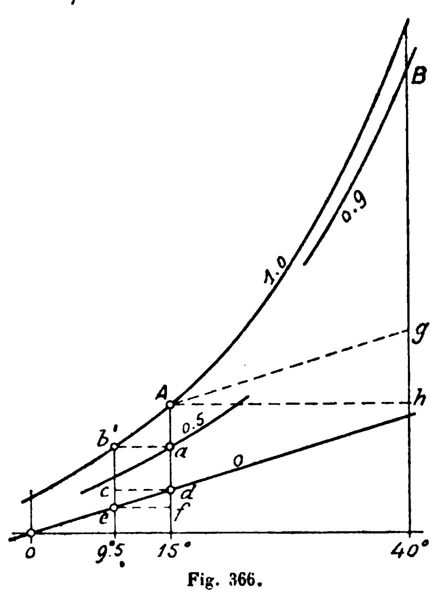


Fig. 366.

Si on donne le poids d'eau à refroidir par heure, ainsi que l'abaissement de la température à produire, on peut déduire du diagramme le poids d'air à admettre par heure, et calculer en conséquence la puissance d'appel de la cheminée ou le débit du ventilateur à employer si le tirage est produit artificiellement.

L'auteur fait observer que l'abaissement de température à produire par le réfrigérant est égal à l'élévation de température Δt de l'eau pendant son passage dans le condenseur. Pour une charge constante du moteur et un débit d'eau invariable, Δt est à peu près constant, et si on appelle τ la température accusée par le thermomètre à boule mouillée, on ne pourra jamais abaisser la température de l'eau chaude sortant du condenseur en dessous de $\tau + \Delta t$.

La valeur de τ dépend de la température de l'atmosphère et de son état de saturation, elle s'élève considérablement en été et diffère d'après les lieux. M. Mueller adopte comme maximum de τ la valeur de 17° à Glasgow, de 25° pour l'Italie centrale et de 20° pour nos latitudes.

131. — *Condenseur-éjecteur*. — On peut se représenter cet appareil comme un injecteur Giffard prenant sa vapeur motrice au cylindre, et refoulant à la pression atmosphérique ; seulement la quantité de mouvement motrice de l'eau qui entre dans l'appareil acquiert ici une valeur notable à côté de celle de la vapeur, au lieu qu'elle est négligeable dans l'injecteur d'alimentation ; de plus, la vapeur et l'eau amènent une certaine quantité d'air qui doit être expulsée par l'appareil.

Le condenseur-éjecteur a été imaginé par *Morton*, de Glasgow, en 1867 ; il se compose de plusieurs tuyères concentriques disposées comme dans la figure 367, E est l'entrée de l'eau d'injection, la vapeur d'échappement pénètre par les tubulures V, V ; un jet de vapeur peut être lancé par la tuyère *t* pour l'amorçage de l'appareil, R est le tuyau de refoulement à air libre.

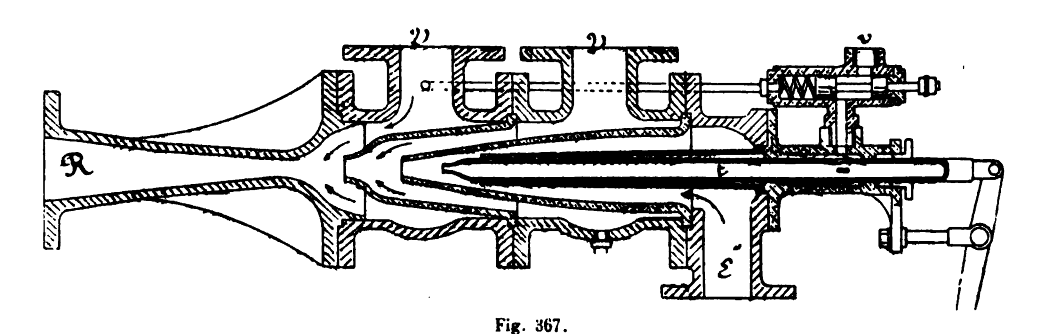


Fig. 367.

L'introduction de vapeur directe par la prise *v* et la tuyère *t* est nécessaire lorsque l'appareil se désamorce, ce qui arriverait si la quantité de vapeur envoyée par la machine (à détente variable) venait à diminuer en dessous d'une certaine limite, ainsi que sa quantité de mouvement ; dans l'appareil Morton, l'admission de vapeur par la tuyère centrale se fait automatiquement chaque fois que la contre-pression dans la chambre d'échappement s'élève [1]. On constate que ce condenseur-éjecteur fonctionne avec une entière sécurité lorsque l'eau est prise sous une charge assez forte ; même si on tient compte du travail d'élévation de l'eau froide, le travail absorbé est moindre que celui d'une pompe à air ordinaire.

(1) Bienaymé, *Machines marines* (p. 328, pl. 99-100).

Lorsque l'eau est prise sous une charge trop faible ou que l'entrée et la sortie ont lieu au même niveau, la prise de vapeur supplémentaire doit fonctionner souvent, la dépense est augmentée ; le vide est du reste inférieur à celui d'une pompe à air, aussi l'éjecteur-condenseur ne s'est pas répandu. L'idée de Morton a été reprise en 1870, par Koerting, qui, après une série de modifications, a finalement produit, en 1891, un éjecteur-condenseur qui semble s'adapter à des cas plus nombreux que le précédent [1], et qui fonctionne sans qu'il soit nécessaire de prendre l'eau en charge. Dans ce nouvel injecteur, la tuyère d'évacuation T (fig. 368) est mobile, et sert de registre pour régler le nombre des orifices par lesquels la vapeur vient se mélanger avec un jet d'eau central ; le principe de cette variation avait du reste déjà été appliqué par Schutte, de Philadelphie, avec un certain succès. La vapeur à condenser arrive par la tubulure V, l'eau froide par le collet E : *v* est une prise de vapeur spéciale pour l'amorçage.

Fig. 368.

Lorsque le poids de vapeur diminue, sa vitesse doit augmenter, afin de fournir au mélange, dont la masse totale ne diminue pas dans la même proportion, une quantité de mouvement suffisante ; cette vitesse

(1) *Koerting (Zeitschrift des V.D.I.*, 1892, p. 570); application du condenseur-éjecteur au vapeur *Rupprecht* (*même recueil*, 27 août 1892). Voir le montage du condenseur avec colonne verticale (*Praktische Maschinen-Construkteur*, 1886, p. 182), ainsi que le prospectus de la maison *Koerting*.

Une machine Armington-Sims, essayée avec un condenseur-éjecteur, a donné une contre-pression moyenne absolue de 0 k. 4 par cm. carré, l'eau était prise en charge à la température de 10°, la consommation d'eau a été de 264 litres par cheval, soit à peu près le double de celle d'un condenseur ordinaire (14e *Congrès des Ingénieurs en chef*, p. 60).

doit donc augmenter en raison inverse du poids de vapeur débité par seconde, et la section des orifices de vapeur doit diminuer en raison inverse du carré de la vitesse de passage. D'autre part, cette vitesse ne peut être créée que par une contre-pression plus grande dans le cylindre. On interpose toujours entre le cylindre et l'injecteur une valve ou clapet de retenue afin de prévenir l'irruption d'eau dans le cylindre en cas de désamorçage.

Il n'a pas été fait, à notre connaissance, d'essais très complets sur ces éjecteurs; abstraction faite de l'économie à réaliser sur le travail de la pompe à air, il est évident qu'ils peuvent rendre des services pour les machines à rotation rapide, pour lesquelles la pompe à air est peu pratique; ils ont cependant toujours l'inconvénient d'exiger un réglage à la main au moyen du levier lorque la dépense de vapeur est variable, et il est évident que ce réglage exigerait l'intervention continuelle du machiniste; l'appareil peut donc encore se désamorcer, il faut alors le remettre en train au moyen de la prise de vapeur auxiliaire.

M. Rateau a perfectionné le condenseur-éjecteur (ou *injecto-condenseur*), et en a donné une théorie qui se rattache à celle de l'injecteur d'alimentation [1].

Fig. 369

Soit v_2 (fig. 369) la vitesse avec laquelle l'eau franchit la tuyère par suite de la charge h et de la dépression H qui mesure le vide en colonne d'eau; supposons d'abord qu'il n'y ait pas d'air, et que toute la vapeur soit condensée.

On a

$$v_2 = \sqrt{2g(h + H)}$$

Soient v_1 la vitesse de la vapeur créée par la chute de pression entre le cylindre et la zone de mélange du condenseur;

m, le rapport du poids de l'eau à celui de la vapeur à condenser.

On trouve facilement, par le théorème de la conservation de la quan-

(1) Théorie des éjecto-condenseurs, et expériences sur un nouveau type de ces appareils (*Revue de Mécanique*, 1902-1-533).

tité de mouvement, la vitesse w que prend le mélange après la condensation :

$$w = \frac{v_1 + m}{1 + m}$$

C'est la vitesse avec laquelle l'eau pénètre dans le divergent ; elle serait capable de relever la pression, ou la hauteur qui la mesure, de la quantité

$$j \frac{w^2}{2g}$$

j étant le rendement du divergent, que M. Rateau prend égal à 0,7.

La vitesse v_1 résulte des lois d'écoulement de la vapeur ; on trouve, par exemple, que la pression dans la chambre de mélange étant de 0,133 kilogrammes par cm², il suffit au cylindre d'un excès de pression de 0,021 kg. pour donner à v_1 la valeur de 220 mètres.

Avec $h = o$, H = 9, $m = 25$, on trouve

$$j \frac{w^2}{2g} = 16,00$$

alors qu'il suffirait de la valeur 9 pour que l'eau de décharge se relève à la pression atmosphérique et puisse s'échapper. Aussi, on pourrait rendre h négatif, c'est-à-dire faire aspirer l'injecteur à une profondeur qu'on calcule facilement et qui serait de 6 mètres environ en supposant qu'on ait d'abord amorcé l'appareil avec de l'eau en charge.

Le fonctionnement peut cependant être empêché (abstraction faite de l'air), par exemple dans le cas de la marche à vide, où v_1 se réduirait trop ; c'est ce qui explique l'utilité qu'il y a à diminuer dans ce cas la section d'arrivée de la vapeur (solution de Kœrting). On peut aussi prendre l'eau en charge, ou bien, comme l'indique M. Rateau, établir l'appareil à la hauteur h' au-dessus du niveau de décharge de l'eau chaude (fig. 369). On trouve ainsi que la condition de fonctionnement pour un débit nul de vapeur ($v_1 = o$) devient :

$$h + h' = \left(\frac{1}{j} - 1\right)(H - h')$$

D'après cette expression, la hauteur totale dont il faut relever l'eau est d'autant plus faible que la surélévation de l'appareil est plus grande; avec $H = 9$, qui représente un bon vide, on trouve $h' = 2{,}70$ m. pour $h = o$.

Ces conclusions sont modifiées par l'influence de l'air provenant surtout des fuites de rentrée, comme on l'a vu pour les condenseurs ordinaires. L'air modifie le fonctionnement du divergent, dans lequel le poids spécifique est abaissé et n'est plus constant, la partie gazeuse se comprimant au fur et à mesure que la pression se relève.

Il sera suffisamment exact d'admettre dans le calcul que l'air saturé de vapeur se comprime en présence de l'eau suivant la loi de Mariotte; si on appelle ε le rapport du volume de l'air pris à la pression atmosphérique au volume du liquide, on aura, en appelant u son volume à la pression variable p :

$$u = \varepsilon \frac{p_a}{p}$$

Le volume du mélange d'eau et d'air sera donc $1 + u$, et en négligeant le poids de l'air, son poids spécifique sera :

$$\delta = \frac{1000}{1 + \varepsilon \frac{p_a}{p}}$$

L'équation des forces-vives appliquée au divergent dont le rendement j est supposé égal à 0,7 est, en négligeant le terme d'altitude, comme si le divergent était horizontal :

$$\frac{dp}{\delta} = - j d \frac{w^2}{2g}$$

qui donne, en remplaçant δ et en intégrant :

$$p_1 - p_0 + \varepsilon p_a l_n \frac{p_1}{p_0} = 1000 j \left(\frac{w_0^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}\right)$$

Supposons qu'on néglige la vitesse à la sortie, qu'on exprime

les pressions en kilogrammes par cm², ce qui permet d'écrire $p_a = 1$, l'équation devient, au moyen de ces unités :

$$p_1 - p_0 + \varepsilon \, l_n \frac{p_1}{p_0} = 0{,}1 \, j \frac{w_0^2}{2_4 g}$$

On peut se donner une valeur telle que

$$j \frac{w_0^2}{2\,g} = 16$$

considérée comme pratiquement réalisable à l'entrée du divergent, admettre une valeur de la pression p_0 au col, et calculer la pression p_1 atteinte par la veine pour différentes valeurs de ε. Le fonctionnement n'est possible que si on trouve p_1 supérieur à 1,033.

M. Rateau, en faisant ce calcul pour différentes valeurs de la pression p_0 au col, trace un diagramme dont nous ne reproduisons que deux courbes (fig. 370) ; on constate que la pression p_1 est d'autant plus faible que la proportion d'air est plus élevée, et que la pression au col est plus basse ; en d'autres termes, le vide est d'autant moins bon que la proportion d'air est plus grande.

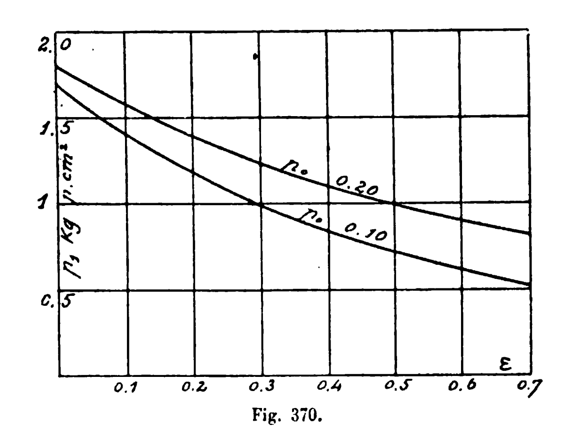


Fig. 370.

L'auteur a trouvé, par des expériences directes, que la proportion ε augmente suivant une loi linéaire avec la quantité de vapeur à condenser (la chaudière était alimentée par un injecteur), elle peut atteindre d'a-

près lui 0,08 à 0,15, la fraction étant toujours comptée à la pression atmosphérique, d'après la signification donnée plus haut à ε. Mais cette donnée dépend évidemment du moteur; nous avons trouvé, dans les expériences relatées à la page 385, des valeurs voisines de l'unité.

L'appareil construit par M. Rateau comme conclusion de cette étude est représenté par la figure 371. La vapeur arrive en V, par une conduite de section aussi continue que possible, et se mélange à l'eau d'injection venant de la canalisation E ; cette eau est distribuée par la tuyère T, dont la construction est toute spéciale ; elle débite une veine centrale dont la section est en étoile, afin de multiplier la surface de contact avec la vapeur ; autour de cette première veine, se trouve une série de petits jets cylindriques, qu'on peut découvrir en partie ou en totalité au moyen de l'obturateur circulaire *o*, manœuvré par un pignon. On peut ainsi proportionner la quantité d'eau à la charge de la machine.

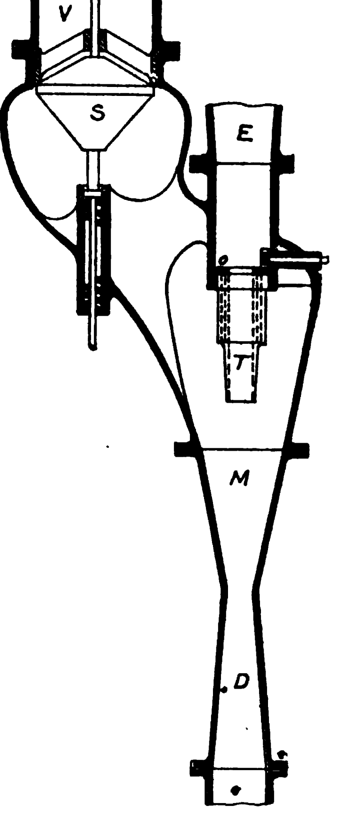


Fig. 371.

La région conique M qui se trouve sous la tuyère est celle où s'opère la condensation, et le divergent D est prolongé par le tuyau d'échappement proprement dit.

Pour éviter que l'eau ne retourne au cylindre lors de l'arrêt, l'appareil est muni d'une soupape de retenue creuse S, dont la forme extérieure est telle qu'elle ne produit pas d'étranglement lorsqu'elle est ouverte. Le poids de la soupape étant néanmoins trop grand pour qu'elle se referme par l'action seule du retour de l'eau, elle est partiellement équilibrée par un long ressort en hélice qui entoure la tige.

L'éjecteur-condenseur est évidemment susceptible d'applications

nombreuses ; il ne permet cependant pas, dans les conditions ordinaires, de réaliser un vide aussi élevé que la pompe à air, et il reste exposé à une certaine instabilité suffisamment expliquée par la théorie précédente (¹).

Condenseur Westinghouse-Leblanc (²). — Ce condenseur se rattache aux précédents par l'utilisation de la quantité de mouvement d'un jet pour comprimer et refouler le mélange à travers un divergent; l'injection, au lieu d'être libre ou produite par l'action du vide du condenseur, suppléée au besoin par une colonne d'eau en charge, est aidée par une pompe centrifuge munie d'un distributeur fixe. Cette pompe ne débite que sur un secteur peu étendu qui débouche dans le condenseur, et les aubes sont tracées de manière à diriger le jet dans l'axe d'une chambre de mélange à parois convergentes ; un éjecteur auxiliaire sert à l'amorçage lorsque la pompe doit aspirer.

Fig. 372

Cet appareil peut aussi être employé comme pompe à air sec, il est disposé alors comme la figure 372 ; A est l'entrée de l'air, V est la prise de vapeur de l'éjecteur d'amorçage.

(1) Applications de l'éjecto-condenseur (Bourdon et Mertz). (*La Mécanique à l'Exposition de* 1900, 3ᵉ livraison).

(2) Voir *Note sur la condensation*, par *Maurice Leblanc* (*Annales de l'Association technique maritime*, t. 19, session 1908). Dans cette étude, l'auteur fait la critique des pompes à air à piston au point de vue du rendement volumétrique ; on sait que dans la pompe à air ordinaire, l'eau ne supprime pas l'influence de l'espace nuisible, parce qu'elle contient de l'air en émulsion ; la pompe à air sec aspirant toujours un peu d'eau entraînée, le mélange comprimé s'élève néanmoins à une température suffisante pour que cette eau déposée en gouttes sur les parois se revaporise pendant l'aspiration (3ᵉ fasc. nº 56 et 8ᵉ fasc. nº 37). M. Leblanc décrit alors la pompe à air éjecto-centrifuge et son application aux condenseurs à surface et à mélange.

La figure 373 représente un condenseur à mélange dans lequel une pompe analogue P est employée pour l'extraction séparée de l'air. La vapeur pénètre en V dans le corps du condenseur, elle rencontre les jets qui s'échappent des orifices d'injection I, disposés en couronne sur un manchon qu'alimente la prise d'eau froide E. L'eau chaude tombe

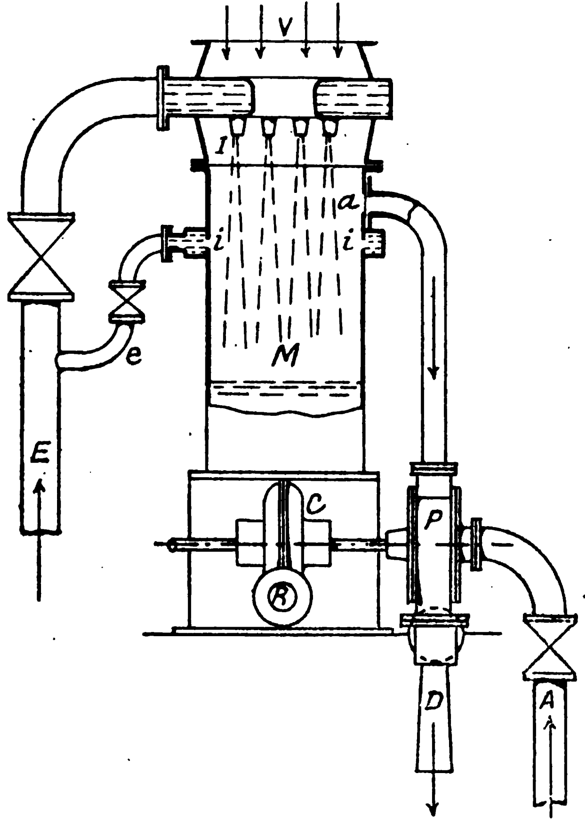


Fig. 373.

au fond de la chambre M, d'où elle est aspirée par une pompe centrifuge ordinaire C et refoulée à l'extérieur par la tubulure R. Pour rendre la pompe à air sec plus efficace, l'air qu'elle extrait est refroidi par les orifices d'injection *i* auxquels l'eau froide est amenée par la dérivation *e* ; on augmente ainsi la densité de l'air comme dans le conden-

seur barométrique de Weiss (129), l'aspiration se fait au point *a* par un tuyau qui se rend à l'éjecto-centrifuge P ; celle-ci aspire par A l'eau qui sert à l'entrainement de l'air et à faire fonctionner le divergent D.

Autres condenseurs centrifuges. — M. *Nézereaux* avait eu l'idée (1) d'aspirer l'eau chaude d'un condenseur à mélange au moyen d'une pompe centrifuge dont la nappe de sortie servait à entrainer l'air dans un divergent annulaire débouchant dans la volute de refoulement de la pompe ; l'inventeur obtenait certains résultats, mais son appareil ne s'est pas répandu. La même idée a été reprise par *Kolb*, dont le condenseur éjecto-centrifuge est appliqué à la turbine *Elektra* ; le système diffère de celui de Nézereaux en ce que la pompe, au lieu d'aspirer l'eau injectée au préalable dans le condenseur, aspire directement l'eau froide à l'extérieur.

Cette pompe forme une nappe mince, animée d'une grande vitesse, au contact de laquelle la vapeur vient se condenser, et qui est reçue dans un divergent annulaire semblable à celui de la pompe Nézereaux. Les couronnes du divergent peuvent se rapprocher plus ou moins, ce qui permet de trouver par tâtonnements le meilleur réglage (2). D'après les recherches faites à la Société des Ateliers de Moustier, où ce condenseur est construit avec la turbine Elektra, le vide obtenu est comparable à celui des bons condenseurs, avec une dépense d'eau équivalente, mais la commande entraine une dépense atteignant 6 à 8 0/0 de la puissance du moteur ; l'arbre de la pompe est accouplé directement sur l'arbre de la turbine, on obtient ainsi un ensemble d'une grande homogénéité.

(1) Voir la première édition de cet ouvrage, 1896, p. 282, fig. 277.
(2) *Zeitschrift des V. D. I.*, 1908-1, p. 182 et 216. Voir plus loin la turbine *Elektra*.

§ II

Condensation par surface (1)

132. — Lorsque la teneur de l'eau en sels la rend impropre à l'alimentation des chaudières, on sépare la vapeur condensée de l'eau réfrigérante, l'échange de chaleur a lieu à travers des parois ; s'il n'y avait aucune perte par fuite extérieure, soit de la chaudière, soit de la machine, la même eau pourrait servir indéfiniment ; en pratique, on s'approche souvent beaucoup de ce régime, mais il est nécessaire cependant de suppléer au manquant par une injection très réduite ; on peut du reste employer, suivant les cas, soit de l'eau impure, puisqu'elle est en très faible proportion, soit de l'eau épurée ou distillée.

La condensation par surface a seule rendu possible l'emploi des hautes pressions dans la marine (6e fascicule), on y a recours pour les machines fixes chaque fois que les circonstances l'exigent.

La vapeur amène sur les surfaces condensantes les matières de graissage des machines, où elles nuisent à la transmission, sans parler des inconvénients qu'elles présentent pour les chaudières. On résout ces difficultés en nettoyant de temps à autre la surface des tubes qui se trouve du côté de la vapeur, et en séparant l'huile de l'eau d'alimentation au moyen de filtres appropriés, ou mieux encore en arrêtant l'huile avant l'entrée de la vapeur au condenseur.

133. — *Calcul de la surface condensante et du volume d'eau à refouler.* — Supposons que l'eau soit refoulée à la base d'un serpentin (fig. 374), noyé dans la vapeur à condenser, et s'y échauffe depuis la température ambiante θ_0 jusqu'à la température θ_1 ; la vapeur à con-

(1) La condensation par surface avait déjà été indiquée par Watt, on la retrouve dans la machine de Cartwright ; les difficultés pratiques auxquelles elle donne lieu n'ont été résolues que plus tard par *Hall,* dont le condenseur tubulaire a fonctionné pratiquement.

denser est évacuée autour de ce serpentin, elle se liquéfie et tombe au fond du condenseur, d'où elle est extraite en même temps que les rentrées d'air par la pompe à air ; celle-ci n'a donc plus la même importance que dans le condenseur à injection, puisqu'elle ne doit pas extraire l'eau injectée ni l'air qui s'en dégageait ; par contre, il est nécessaire d'employer une pompe, dite *de circulation*, pour faire passer dans le serpentin le volume d'eau nécessaire.

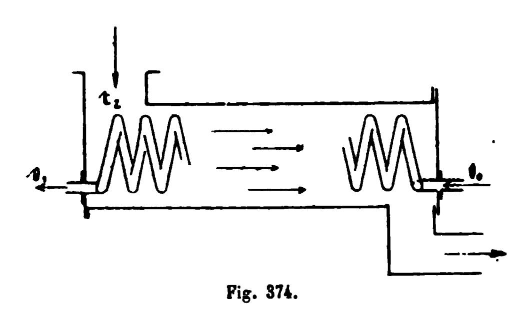


Fig. 374.

Dans la disposition schématique considérée, la vapeur circule en sens contraire de l'eau, elle commence par se condenser activement sur les portions du serpentin qu'elle rencontre ; l'atmosphère du condenseur est formée d'air saturé de vapeur d'eau à des températures décroissantes vers la sortie ; la pression totale étant uniforme, la pression de l'air s'élève au fur et à mesure que celle de la vapeur s'abaisse. Toutefois, pour réaliser cet état de choses, il faudrait enlever l'eau chaude provenant de la vapeur condensée au fur et à mesure qu'elle se forme ; si on la laisse séjourner au fond du condenseur, elle réchauffe la partie gazeuse. C'est ce qui se produit dans les condenseurs à surface ordinaires, où l'eau de condensation est extraite au fond en même temps que l'air ; on peut admettre alors que la température à l'extérieur du serpentin est uniforme.

Soit t_1 cette température, P le poids d'eau refoulé par heure, et S la surface condensante.

La chaleur se transmet par unité de surface proportionnellement au carré de la différence de température entre la vapeur et l'eau ; cette

loi est pourtant soumise à certaines restrictions, comme nous le verrons par la suite.

La chaleur transmise à travers l'élément de surface est égale à celle absorbée par l'eau ; on a donc

$$P\, d\theta = -M\,(t_1 - \theta)^2\, d S\ ;$$

M étant le coefficient de transmission.

En intégrant cette équation pour toute la surface du serpentin, on obtient.

$$(1) \qquad \frac{1}{t_1 - \theta_1} - \frac{1}{t_2 - \theta_0} = \frac{MS}{P}$$

La quantité de chaleur N absorbée par heure est

$$(2) \qquad N = P\,(\theta_1 - \theta_0)$$

La première équation donne

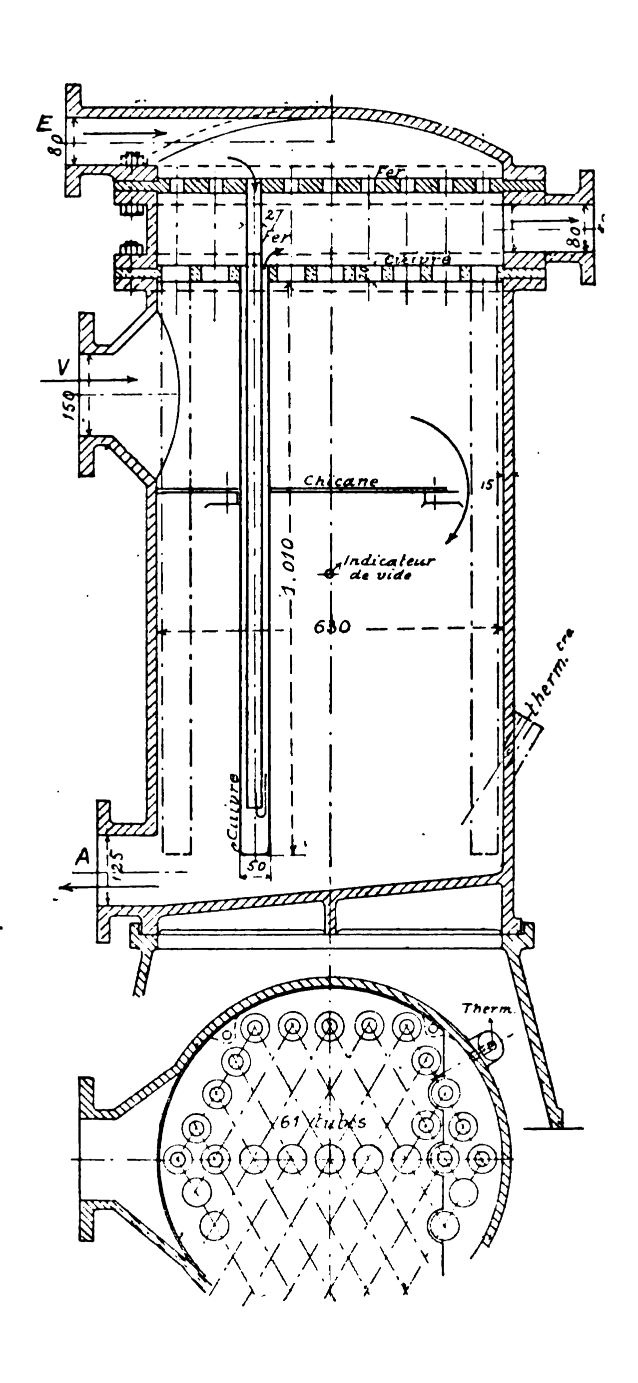
$$t_1 - \theta_1 = \frac{P\,(t_1 - \theta_0)}{P + MS\,(t_1 - \theta_0)}$$

θ_1 varie en fonction de S suivant une loi hyperbolique.

On peut se servir de ce résultat pour vérifier la loi de transmission. Il suffit, pour un condenseur donné dont on connait la surface, de relever les quantités P, t_1, θ_0 et θ_1, et de calculer la valeur de M, qui doit être constante quel que soit le régime, si la loi est exacte.

Nous avons opéré de cette manière pour le condenseur représenté dans la figure 375 ([1]), dont le faisceau tubulaire est vertical. La vapeur entre par la tubulure V ; les produits de la condensation sont extraits, en même temps que l'air, par la tubulure A. L'eau de circulation refoulée par le branchement E est amenée au fond des tubes réfrigérants par des tubes intérieurs ; elle remonte dans l'espace annulaire compris entre les deux tubes, et sort échauffée par la tubulure S, d'où elle se déverse dans un bassin du jaugeage ; la circulation se fait donc à contre-courant.

(1) Ce condenseur est desservi par une pompe à air verticale à trois séries de clapets ayant 240 mm. de diamètre et 180 mm. de course, et est adapté au moteur du laboratoire de mécanique de Gand.


E
80
Fer
27
Fer
Cuivre
80
V
150
Chicane
15
Indicateur
de vide
1.010
630
Therm. cre
Cuivre
A
125
50
Therm.
61 tubes

La surface condensante, comprenant la partie exposée des gros tubes en cuivre et de la plaque tubulaire dans laquelle ils sont soudés est

$$S = 10,181 \text{ m}^2$$

Les données relevées et les valeurs de M calculées au moyen de la formule plus haut sont :

Poids condensé par heure kg.	t_2	θ_0	θ_1	P kg.	N cal.	M
179.104	46.1	12.42	24.13	8144	91364	12.62
211.629	49.5	13.28	25.98	8623	109512	12.64
263.700	55.9	14.44	31.1	8093	134829	13.09

La valeur de M calculée est donc à peu près constante [1]. Dans ces expériences, le moteur était monocylindrique et la fraction d'introduction a été augmentée d'un essai à l'autre ; les rentrées d'air devaient être les mêmes. La température t_2 a été obtenue en prenant la moyenne des températures de la vapeur à l'entrée au condenseur et de la vapeur condensée, ces températures différaient de quelques degrés.

La valeur de M est influencée par la quantité plus ou moins grande d'air qui peut se trouver dans le condenseur, cet air diminuant l'activité des surfaces ; elle dépend aussi de l'état d'agitation de l'eau, c'est-à-dire de la vitesse dans les tubes ; lorsque cette vitesse est très faible l'eau s'échauffe surtout au pourtour, et il reste dans les tubes un noyau plus froid ; le coefficient M s'en trouve abaissé.

Dans les expériences données plus haut, la section annulaire totale des tubes est de 0,08 m², la vitesse de l'eau était donc de 0,028 à 0,029 m. par seconde seulement. Pour le même débit d'eau et la même surface refroidissante, on peut faire varier la vitesse en changeant le rapport de la longueur des tubes au diamètre, ou, sans rien modifier au faisceau, augmenter le nombre des parcours.

(1) Elle s'accorde avec le coefficient 12,4 trouvé pour le condenseur marin de l'« *Iona* » dans les essais de la Société des Ingénieurs mécaniciens de Londres (*Proceedings M. E.*, avril 1891).

Enfin, la position verticale ou horizontale des tubes doit influencer la transmission, les surfaces pouvant être masquées d'une manière différente par le ruissellement provenant de la région supérieure. Il faut encore remarquer qu'après un certain temps de fonctionnement, les tubes se couvrent de dépôts huileux et se garnissent intérieurement d'incrustations.

On ne doit donc pas s'attendre à trouver pour le coefficient M des valeurs identiques dans tous les cas. Pour un même condenseur, les rentrées d'air peuvent augmenter lorsque la charge du moteur diminue ; c'est ce qui arrive dans les machines à multiple expansion, parce que le diagramme du grand cylindre se trouve alors tout entier sous la ligne atmosphérique.

Le professeur *R. L. Weighton*, dans son mémoire sur l'efficacité des condenseurs à surface (1), rend compte d'expériences comparatives qu'il a faites sur un condenseur marin ordinaire, et sur un nouveau système dit *contraflo*, dont il sera question plus loin. Pour une série de valeurs du poids de vapeur à condenser, on a fait varier le débit d'eau de circulation ; en outre, en insérant dans les tubes des lattes en bois de section triangulaire, on a rendu variable la vitesse de l'eau de circulation. Nous trouvons, pour quelques-unes des expériences faites sur le condenseur ordinaire, les valeurs de M calculées ci-après. La surface refroidissante formée de tubes horizontaux était de 15,79 m² ; l'eau passait dans un sens pour la moitié inférieure du faisceau, et repassait en sens inverse pour l'autre moitié.

Expériences	Poids d'eau P kg.	Poids de vapeur kg.	Vitesse de l'eau	M
A	11453	335	0.13	18
B	26000	940	0.31	33
C	26423	840	0.31	31
D	11400	785	0.13	23

(1) *Engg.*, 1906-1-497, et le n° 135 du présent volume.

En comparant les expériences C et D, l'abaissement de M s'explique par la diminution de la vitesse de l'eau ; ce coefficient s'élève de 18 à 23 (expériences A et D) par l'augmentation du poids de vapeur condensé qui peut entraîner moins de rentrées d'air ou une agitation plus grande du côté de la surface condensante.

Le coefficient, même lorsqu'il a sa valeur la plus basse, dépasse de moitié celui que nous avons trouvé pour le condenseur de la figure 375, mais la vitesse de l'eau y est plus grande (0,13 au lieu de 0,028 par seconde).

On tire des équations (1) et (2), par l'élimination de θ_1 :

$$S = \frac{N}{M(t_2 - \theta_0)\left(t_2 - \theta_0 - \frac{N}{P}\right)}$$

Pour le même régime des températures, la quantité de chaleur N absorbée varie comme le débit de la pompe de circulation, pourvu que S varie dans le même rapport, ce qui veut dire que *la surface tubulaire et le débit de la pompe sont proportionnels à la puissance des machines, lorsque celles-ci fonctionnent avec le même rendement thermique.*

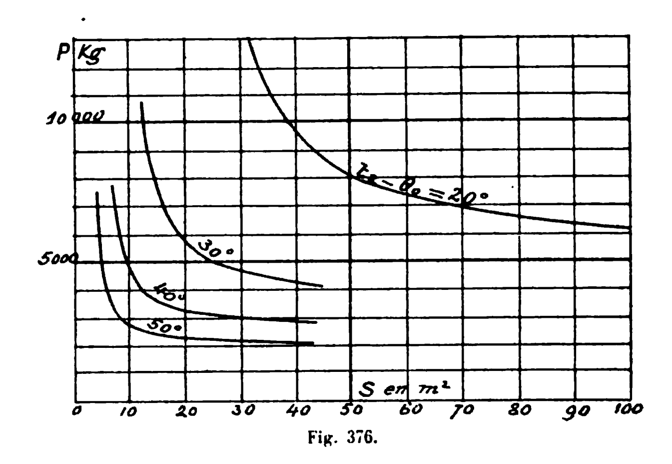


Fig. 376.

On peut représenter la loi de variation de S et P en supposant qu'on donne à $t_2 - \theta_0$ une série de valeurs telles que 20, 30, 40, 50, et que N

ait une valeur fixe, par exemple 100,000 calories à l'heure. Les courbes ainsi obtenues (fig. 376) reproduites partiellement à une échelle plus grande dans la figure 377, sont des hyperboles dont les asymptotes sont parallèles aux axes.

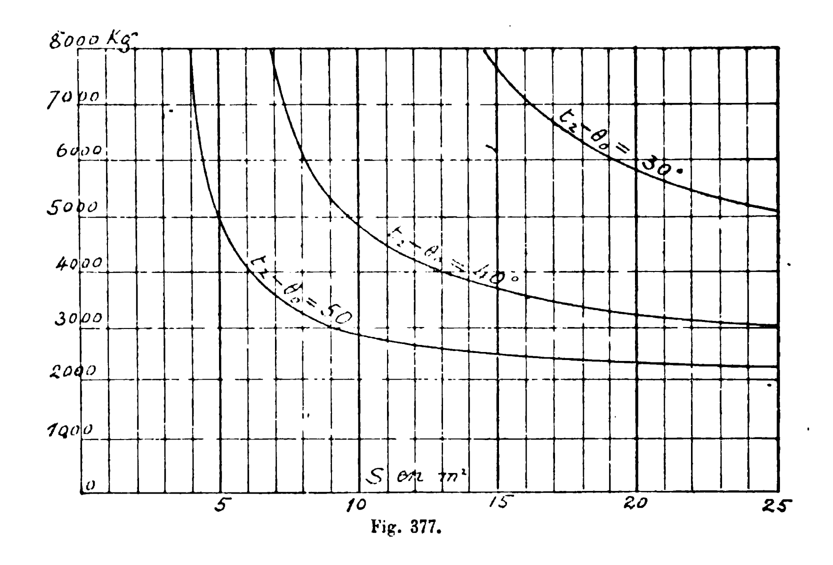


Fig. 377.

On reconnaît sur ces diagrammes les lois suivantes :

1°) Pour le même écart $t_2 - \theta_0$, le débit de l'eau de circulation doit augmenter lorsque la surface diminue ; l'augmentation d'abord lente, devient de plus en plus rapide au fur et à mesure que la surface devient plus petite.

2°) Lorsque l'écart $t_2 - \theta_0$ augmente, P s'abaisse rapidement à valeur égale de la surface, ou *vice versa*, la surface diminue dans une forte mesure pour le même débit de la pompe de circulation.

Les figures sont tracées pour $M = 13$; elles s'adapteraient à n'importe quelle valeur de M en changeant l'échelle des surfaces dans la même proportion.

Pour calculer S et P au moyen des diagrammes ou de l'équation qui a servi à les tracer, il faut connaître la valeur de N ; on opérera comme au n° 124, en calculant la quantité de chaleur Q à enlever par cheval et par heure, au moyen du chiffre de consommation probable du moteur.

On trouve ainsi que, même avec une surface largement proportionnée, la dépense d'eau est beaucoup plus grande que pour le condenseur à injection.

134. — *Dispositions des condenseurs par surface.* — Le faisceau tubulaire est le plus souvent disposé de manière à ce que l'eau effectue trois parcours (fig. 378) ; elle entre par la tubulure E, et circule de bas en haut, la vapeur traverse du haut en bas le coffre du condenseur, c'est-à-dire en rencontrant à la fin les surfaces les plus froides.

On cherche à réduire l'encombrement du faisceau, et à cette fin on emploie de petits tubes en laiton de 16 à 20 millimètres de diamètre extérieur étamés extérieurement et intérieurement ; si l'on adoptait pour ces tubes une longueur constante, il est évident que leur nombre augmenterait proportionnellement à la puissance indiquée (à rendement thermique égal), et que la vitesse de l'eau y serait constante. On ne satisfait pas rigoureusement à cette condition, les tubes sont relativement plus longs dans les condenseurs de grande surface. Pour les diamètres indiqués, on ne dépasse pas la longueur de 6 mètres, et il faut soutenir les tubes en des points intermédiaires au moyen de plaques perforées dont la distance est au maximum de 100 fois le diamètre.

Le travail de la pompe de circulation se compose du travail d'élévation de l'eau depuis la nappe d'aspiration jusqu'à l'orifice du tuyau de refoulement, travail qu'on peut réduire en abaissant l'orifice de décharge ; de plus la pompe doit vaincre les pertes de charge dues aux frottements et aux changements de direction.

La pompe à air n'ayant plus à extraire ni l'eau d'injection ni l'air qui s'en dégage, peut être de dimensions réduites ; on lui donne généralement comme volume la moitié de ce que l'on adopterait pour la condensation par mélange.

La pompe de circulation est le plus souvent du système centrifuge ; elle est actionnée de préférence par un moteur indépendant, ce qui permet de régler son débit indépendamment de l'allure de la machine principale, et de refroidir le condenseur avant la mise en train.

Les gros condenseurs sont à enveloppe cylindrique en tôle ; le faisceau tubulaire est divisé en secteurs séparés par des chicanes longitudinales,

de manière à amener la vapeur successivement en contact avec toutes les parties du faisceau. Les coquilles distribuant l'eau aux extrémités sont

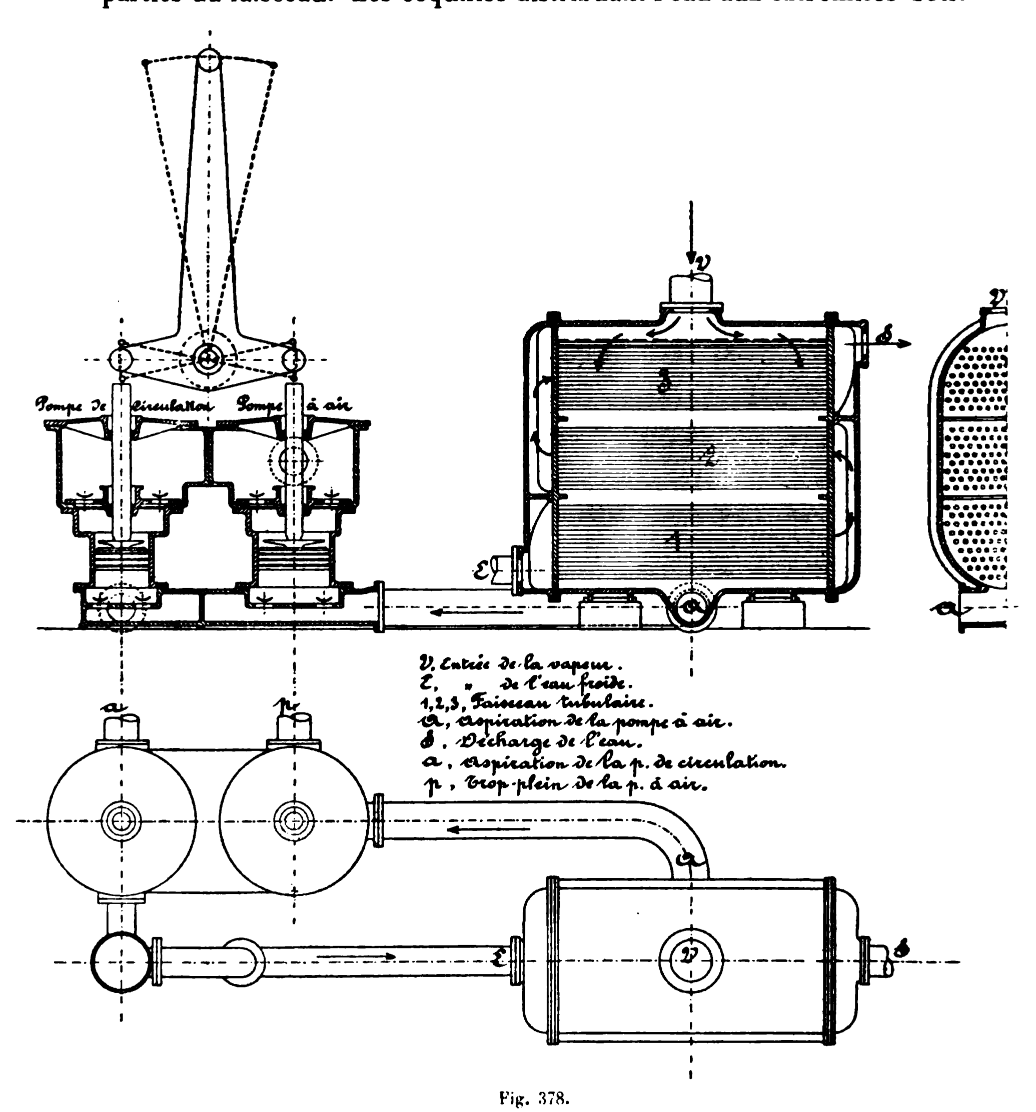


Fig. 378.

également cloisonnées par des nervures radiales, disposées de façon convenable pour faire circuler l'eau en sens contraire de la vapeur (1).

(1) Voir un type de condenseur Balcke *(H. Dubbel, Dampfmaschinen)*.

Dans les condensations centrales, on emploie aussi le condenseur vertical avec chambre d'eau ouverte à la partie supérieure (fig. 379), ce qui permet un nettoyage facile de l'intérieur des tubes lorsque les eaux sont boueuses. On peut faciliter le dépôt des boues dans la chambre inférieure en donnant au courant descendant une section plus faible qu'au courant ascendant. L'eau froide entre en E et sort en S avec la dénivellation nécessaire pour vaincre les résistances dans les tubes ; la vapeur entre en V et circule à contre-courant ; l'eau provenant de la condensation est extraite en *c*. Dans le condenseur représenté, qui est celui de *Klein Schanzlin et Becker*, l'air est aspiré en *a* par une pompe sèche, au point le plus froid du condenseur (1).

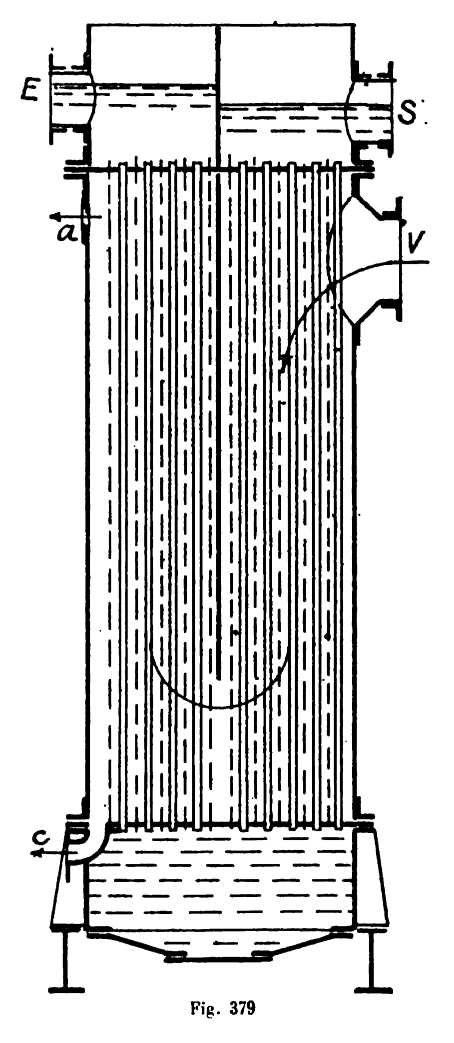


Fig. 379

135. — *Condenseur contraflo, de R. L. Weighton.*— La fig. 380 représente un condenseur marin de ce type, construit par Richardsons, Westgarth et Cie; il diffère du condenseur ordinaire en ce qu'il est cloisonné par des diaphragmes faiblement inclinés sur l'horizontale, qui le partagent en une série de chambres traversées successivement en zig zag par la vapeur. L'eau formée dans chacune des chambres est dirigée, par suite de l'inclinai-

(1) Les dispositions des condensations centrales à surface sont variées. Voir celle du système *Schwarz* et Cie, établie à la Compagnie des Forges de Châtillon-Commentry et Neuves-Maisons, pour condenser 125.000 kg. de vapeur à l'heure (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1905-1-246).

son des fonds, vers les communications *e*, *e'*, placées aux extrémités, qui l'amènent dans la bâche à eau chaude placée à un niveau inférieur, d'où elle est aspirée pour servir à l'alimentation. L'air suit le même trajet que la vapeur, et parcourt successivement toutes les chambres, où il trouve des tubes de plus en plus froids, l'eau de circulation ayant un parcours ascendant; il est finalement aspiré par la pompe à air, en relation avec la tubulure *a*.

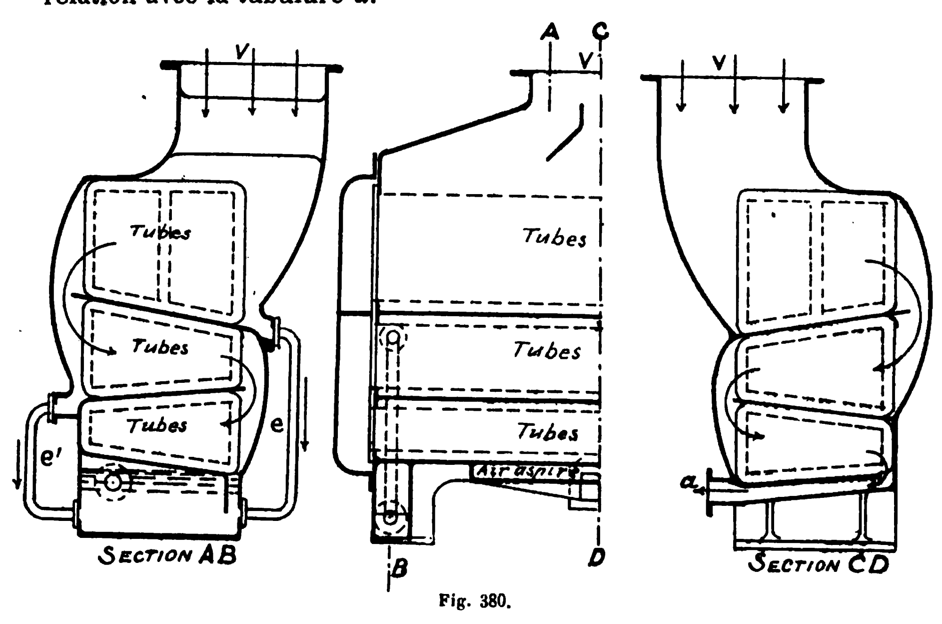


Fig. 380.

Les avantages très importants de cette disposition ont été mis en évidence par les essais de Weighton (page 436).

Ils proviennent de ce que l'eau formée sur les tubes supérieurs ne s'écoule pas sur ceux des rangées inférieures et ne nuit pas à leur efficacité au point de vue de l'absorption de la chaleur. L'eau chaude, se trouvant immédiatement amenée à la bâche sans être refroidie par contact avec les tubes suivants, conserve une quantité de chaleur plus grande, ce qui élève le rendement thermique du moteur. En même temps, la région inférieure du condenseur est à température plus basse parce qu'elle n'est plus réchauffée par l'eau chaude qui, dans le con-

denseur ordinaire, tombe des parties élevées du faisceau; l'air est donc mieux refroidi, et, pour un vide donné, se trouve à une pression plus élevée, attendu que la vapeur qui le sature est à température plus basse.

La capacité de la pompe à air peut ainsi être diminuée à vide égal, d'autant plus que son rendement volumétrique s'améliore. Bref, on obtient des avantages du même ordre que ceux des condenseurs à mélange à circulation méthodique (129). L'extraction plus parfaite de l'air a cependant pour le condenseur à surface une importance particulière, parce que le coefficient de transmission est plus élevé, et qu'on peut ainsi réduire la surface tubulaire, ou le débit de l'eau de circulation, ou ces deux éléments à la fois (1).

Le professeur Weighton a trouvé dans toutes ses expériences que la température de la bâche est égale ou même légèrement supérieure à celle de la vapeur saturée pour la pression absolue du condenseur. D'après ces conclusions, et à moins qu'il n'y ait de fortes rentrées d'air, il suffit de donner à la pompe à air une capacité d'extraction de 0,043 m³ par kilogramme de vapeur à condenser, et cette proportion permet d'abaisser la pression absolue à 0,035 kg. par cm².

En employant des pompes à air sec, et l'eau de circulation entrant dans le condenseur à la température de 10° C., on peut maintenir une contre-pression absolue de 0,052 kg. par cm² en condensant 97 kg. de vapeur par mètre carré de surface et par heure, le poids d'eau étant de 24 fois le poids de vapeur. Le poids condensé peut s'élever jusqu'à 175 kilogrammes, avec un poids d'eau égal à 28 fois ce chiffre.

M. D. B. Morison (2) préconise une modification du condenseur précédent ayant pour objet d'améliorer l'extraction de l'air ; il emploie un indicateur très simple qui permet de contrôler la quantité d'air provenant des rentrées. L'eau chaude est aspirée séparément et refoulée vers les appareils alimentaires, tandis que l'air est extrait du fond du condenseur où il est refroidi et maintenu en contact avec un bain d'eau

(1) En prenant au hasard l'une des expériences de Weighton sur le condenseur *Contraflo* de 5,76 m² de surface (expérience 1069), nous calculons que la valeur de M (n° 163) est de 122, soit environ le quadruple de la meilleure valeur trouvée à la page 436.

(2) *Engg.*, 1908-1-507 et 532 et 1908-2-444.

qui y séjourne d'une manière permanente; la pompe à air aspire un peu de cette eau froide, qui est reprise par une pompe spéciale et renvoyée dans le haut du condenseur.

136. — *Séparation de l'huile.* — L'eau recueillie dans les condenseurs à surface doit être épurée par filtration avant de pouvoir servir à l'alimentation des chaudières, mais il convient, dans les condensations centrales, d'enlever la plus grande partie des huiles avant l'entrée au condenseur, afin de maintenir le faisceau aussi propre que possible.

On emploie à cette fin des séparateurs basés sur l'inertie, où le courant de vapeur est brusquement dévié ; ils sont du même genre que les séparateurs d'eau employés pour donner de la vapeur sèche (4e fascicule) ; ces appareils ne doivent pas produire une perte de charge sensible, qui augmenterait d'autant la contre-pression. L'huile est recueillie sur des cloisons ou des chicanes inclinées qui l'amènent au fond du séparateur, d'où elle est aspirée par une petite pompe (1).

137. — *Condenseurs à air.* — Ces condenseurs comprennent un faisceau tubulaire à l'intérieur duquel la vapeur à condenser est amenée, le réfrigérant est un courant d'air lancé par un ventilateur sur la surface extérieure des tubes; le grand encombrement de l'appareil en limite l'usage à des cas spéciaux, celui par exemple où l'eau de circulation faisant défaut, il est cependant nécessaire de condenser la vapeur d'échappement à cause des inconvénients qu'elle produirait au milieu des villes (2). L'air échauffé peut quelquefois être employé pour des opérations de séchage ou pour le chauffage des édifices ou des ateliers; par l'application d'une pompe à air on réalise un certain vide, inférieur toutefois à celui des condenseurs à circulation d'eau.

(1) Voir deux études donnant la description des séparateurs les plus employés (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1904-1-551, et *Revue de Mécanique*, 1904-2-219).
Voir aussi différents types du séparateur Baker, dans lequel des rangées de fers d'angle disposées verticalement sont traversées par la vapeur et recueillent l'huile, dans les creux (*Engg.*, 1905-2-515).

(2) Note sur l'*Aéro-condenseur*, par M. F. Fouché (*Revue technique de l'Exposition de* 1889, 6e partie, t. II, p. 189).

Des expériences faites en 1889 sur le condenseur Fouché ont donné les résultats suivants :

Surface des tubes	106 m²,
Température d'entrée de l'air	24°,5
Température de sortie de l'air	65°,0
Vapeur condensée par heure	330^k
Vide (sous l'atmosphère)	0^k,62

On remarque que la surface est environ 10 fois plus grande que dans le condenseur à circulation d'eau.

Dans un autre essai, le vide s'est élevé jusqu'à 0^k,825, on a condensé à l'heure 230 kilogrammes avec 25.300 mètres cubes d'air.

On perfectionne ces condenseurs en augmentant l'efficacité de la surface refroidissante au moyen d'une aspersion d'eau; celle-ci en se vaporisant absorbe une quantité de chaleur égale à celle à soustraire pour obtenir la condensation intérieure; en comptant sur les pertes par rayonnement, on trouve que la consommation d'eau de refroidissement peut s'abaisser à 0,75 du poids de vapeur à condenser Toutefois, il est nécessaire, pour maintenir l'évaporation, de renouveler l'air saturé au moyen d'un ventilateur ou par une cheminée.

Il existe de nombreux types de condenseurs de ce genre, avec ou sans ventilateurs; les tubes sont horizontaux ou verticaux, en fer, en cuivre ou en fonte, lisses ou à ailettes; ils diffèrent par le groupement des tubes, et par les moyens employés pour les arroser d'une manière uniforme. Voici quelques résultats donnés par Michael Longridge, se rapportant à un condenseur à tubes verticaux en fonte, sans ventilateur, fonctionnant par un temps sec :

Surface externe des tubes	25$^{m^2}$,27
Température de l'air extérieur	15°,5
Poids de vapeur condensé à l'heure	189,33 kg.
» total d'eau en circulation	829 »
» d'eau froide ajouté par l'heure	151,46 »
Pression absolue au condenseur	0,204 » p. cm²
Température initiale de l'eau distribuée	45°,5
» finale de l'eau recueillie au bas des tubes	52°,6
» de l'eau froide ajoutée	14°,4

Poids de vapeur condensé par mètre carré et par heure..............................	7,492 kg.
Rapport du poids d'eau froide ajouté au poids condensé..............................	0,8
Volume engendré par la pompe à air par kilogramme de vapeur condensé.............	0,182 m³

Il résulte de ces chiffres que le poids condensé par mètre carré de surface est quatre fois moindre que dans les condenseurs ordinaires à circulation d'eau, mais que la dépense d'eau pour le même poids condensé est 40 fois plus petite.

Ces appareils peuvent être montés sur les toitures, afin d'être mieux exposés aux courants d'air [1].

138. — *Remarques sur les condensations centrales.* — Il a été plusieurs fois question précédemment de ces installations, qui tendent à se généraliser dans les usines métallurgiques, les sièges d'exploitations houillères, et, en général, toutes les fois qu'on doit faire fonctionner des groupes de moteurs à marche intermittente qui admettraient difficilement des condenseurs isolés.

On emploie des condenseurs à mélange, de préférence à contre-courant, avec extraction d'eau par le fond (par tube barométrique ou par pompe); on y emploie aussi le condenseur par surface à circulation d'eau, à faisceau horizontal ou vertical enfermé dans une enveloppe; on sépare l'huile avant l'entrée de la vapeur dans le condenseur, et la pompe à air est le plus souvent une pompe sèche; la vapeur condensée est extraite par une petite pompe, elle est filtrée avant de servir à l'alimentation des chaudières.

Le condenseur à surface peut encore être réalisé par des faisceaux tubulaires dans lesquels la vapeur est distribuée, ces faisceaux étant immergés dans des bassins à ciel ouvert.

Enfin, le condenseur à refroidissement par arrosage peut aussi être employé, c'est celui qui exige le moins d'eau.

Dans tous les cas, l'eau qui a servi au refroidissement est ordinaire-

(1) Les données ci-dessus sont extraites d'une monographie très complète des condenseurs de l'espèce ayant pour titre : *Evaporative Condensers*, par *H. G. V. Oldham* (*Engg.*, 1899-1-595 et suiv.).

ment rafraîchie, quel que soit le système de condenseur employé, au moyen des réfrigérants décrits au n° 130.

Ces appareils et leurs pompes forment de véritables usines spéciales, dont il existe des types variés [1].

---

(1) Voir les planches de l'ouvrage de *Haeder* (*Dampfmaschinen*, tome 2).

DEUXIÈME PARTIE

TURBINES A VAPEUR

CHAPITRE PREMIER

Turbines d'Impulsion

§ I

Turbine de Laval à une seule roue.

139. — *Disposition d'ensemble; turbine proprement dite.* — La turbine T (fig. 381) reçoit la vapeur par la bride de la boîte V, qui contient un tamis en toile de cuivre à petites mailles, destiné à arrêter les parties solides qui seraient entraînées. Le conduit d'échappement au condenseur est boulonné sur la bride E.

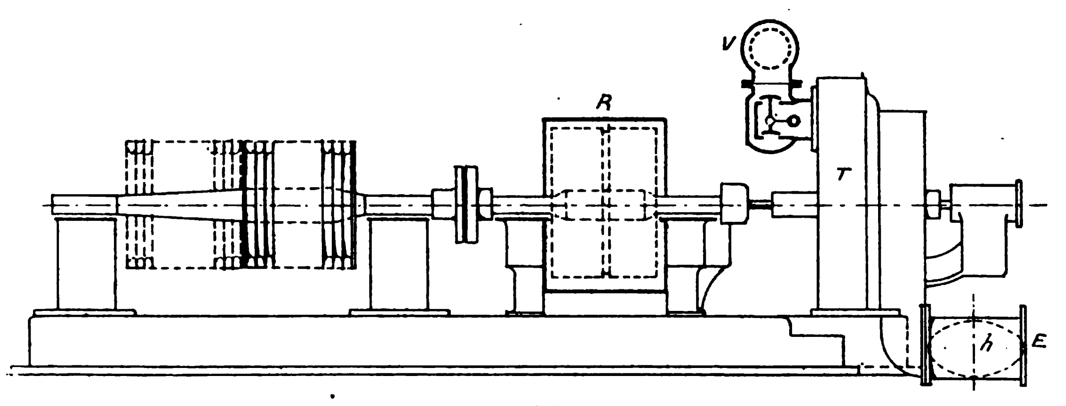


Fig. 381.

La vitesse de rotation, toujours trop grande pour pouvoir être utilisée directement, est d'abord réduite par les engrenages logés dans la

boite R (fig. 382) ; l'arbre de la turbine est forgé d'une pièce avec un pignon en acier dur, à denture hélicoïdale, qui engrène avec deux grandes roues placées de part et d'autre ; le rapport de réduction est généralement voisin de $\frac{1}{10}$; les roues, en acier doux, sont très larges, et les dents sont inclinées à 45° en sens opposé pour les deux moitiés de la largeur des tambours. Cette disposition évite toute poussée axiale; elle soustrait également l'arbre à tout effort de flexion lorsque les résistances des deux systèmes à commander sont les mêmes.

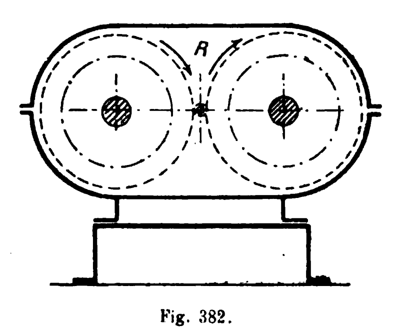


Fig. 382.

Le plus souvent, on commande ainsi par les arbres latéraux deux génératrices d'électricité identiques; cependant on peut aussi actionner des transmissions, comme l'indique la figure, et il est à remarquer que les arbres tournent dans le même sens.

La turbine proprement dite, représentée en coupe par l'axe dans la figure 383, comprend une enveloppe fixe formée de deux parties assemblées au joint J, et qui renferme la chambre K, dans laquelle tourne la roue D. Après avoir franchi le modérateur, le tamis séparateur et la soupape régulatrice, la vapeur pénètre par la tubulure M, qui la distribue au canal circulaire C; celui-ci est en libre communication avec les poches qui alimentent les tuyères.

Dans l'exemple décrit (turbine de 225 chevaux construite par Greenwood et Batley pour actionner un atelier de tissage), il y a huit tuyères formant un angle de 20° avec le plan de la roue. Cinq de ces tuyères sont munies d'un obturateur qu'on peut fermer à la main (fig. 385), tandis que les autres sont ouvertes d'une manière permanente. Cette disposition permet, dans le cas d'une marche prolongée à puissance réduite, de supprimer l'injection par un certain nombre de tuyères, et d'employer la vapeur sans réduction trop prononcée de pression.

La vapeur est entièrement détendue en débouchant des tuyères, la

chambre K se trouve donc à la pression du condenseur; l'arbre doit traverser les couvercles latéraux de cette chambre par des garnitures étanches B B′, qui fonctionnent à la fois comme supports, et comme bourrages évitant les rentrées d'air. A cet effet, les coussinets ont dans le couvercle des surfaces d'appui sphériques contre lesquelles ils sont pressés par des ressorts.

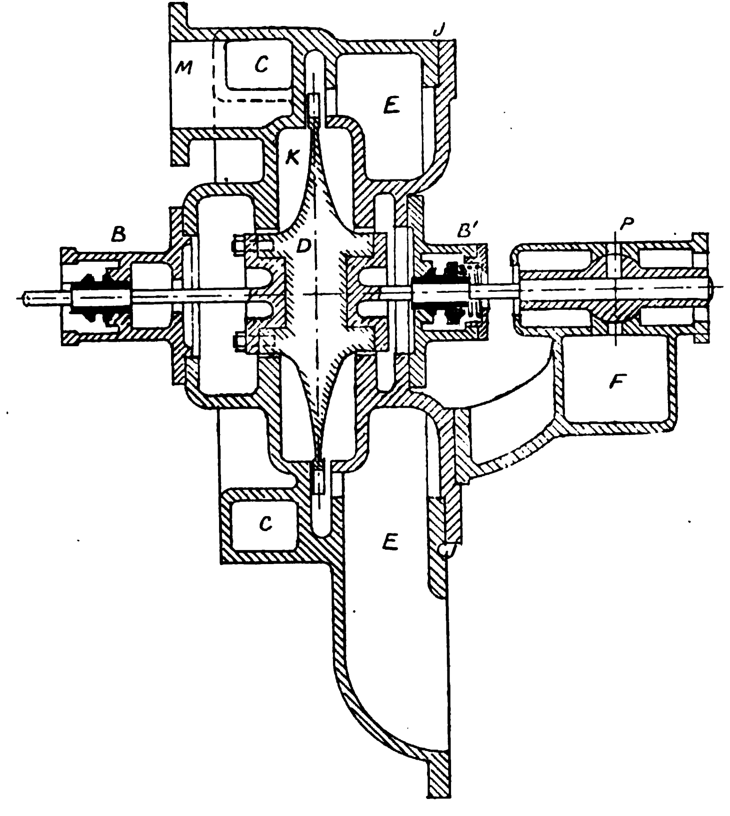


Fig. 383.

L'arbre est encore porté, à son extrémité libre, par un palier à rotule P, abondamment lubrifié; l'huile échauffée par le frottement est constamment refroidie dans la chambre F par un serpentin à circulation d'eau non représenté. On voit que les trois supports assujettissent l'arbre à passer par trois points fixes, mais sans produire aucun encastrement.

140. — *Régulateur de vitesse.* — Le régulateur centrifuge à axe horizontal (fig. 384) est porté par l'un des arbres des roues hélicoïdales servant à la réduction de vitesse, arbres qui font environ 1000 tours par minute dans l'exemple décrit; pour une allure aussi rapide, le régula-

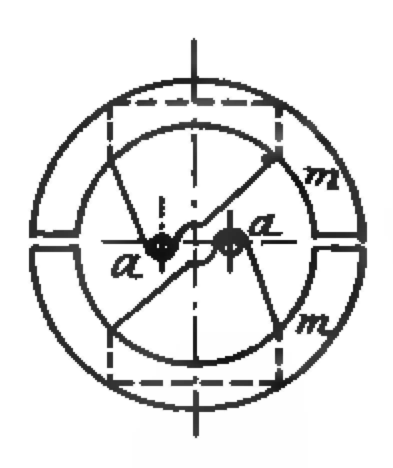


Fig 384.

teur peut avoir une grande énergie sous des dimensions réduites. Il comprend deux masses semi-cylindriques m, oscillant sur les couteaux c dans le plateau d'entrainement p, qui porte un prolongement cylindrique intérieur b en forme de buselure; les parties p et b sont donc

Fig. 385.

entrainées ensemble, elles laissent passer les coudes des pendules par des ouvertures mortaisées non visibles dans la figure. Les pendules appuient par les broches a sur les ressorts antagonistes logés à l'intérieur du fourreau b, et communiquent leur déplacement à la tige centrale t.

Les mouvements de la tige *t* sont utilisés pour commander la soupape équilibrée représentée d'une manière sommaire dans la figure 381, et détaillée dans la figure 386. Cette soupape a une tendance à s'ouvrir par l'action du ressort *r*, agissant sur les leviers conjugués *l*L. Le levier L n'est cependant pas commandé directement par la tige *t* du régulateur ; il est terminé, à son extrémité inférieure, par une tête cylindrique *d*, dans laquelle peut glisser la broche *ef*, en comprimant un ressort en hélice logé dans le renflement du levier. Ainsi la tige *t*, en appuyant sur la broche *ef*, peut déplacer le levier, mais elle pourrait aussi le laisser immobile, par exemple si la soupape était coincée. L'extrémité *f*, vers la fin de son parcours, atteint la tige *g*, appartenant à une soupape de rentrée d'air montée sur l'enveloppe de la turbine ; cette soupape, qui tend à s'ouvrir vers l'intérieur, est maintenue fermée contre la pression atmosphérique par un ressort ; elle est donc à peu près équilibrée, et il suffit d'un léger effort pour l'ouvrir et détruire partiellement le vide. Lorsque cet effet se produit, la vitesse créée par les tuyères diminue, en même temps que la résistance à la rotation du disque augmente (3e fasc., 143 *bis*).

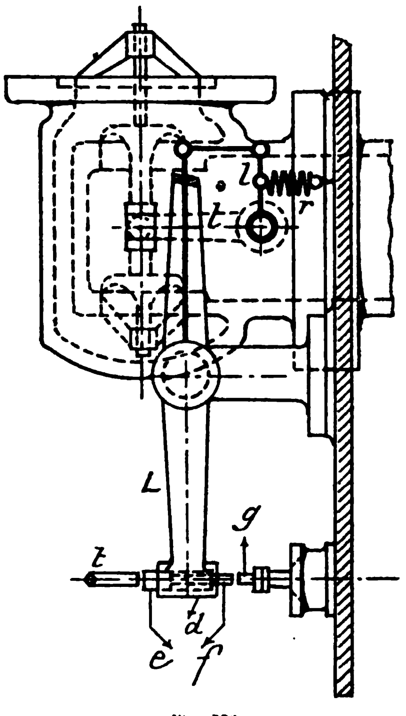


Fig. 386.

Dans la turbine décrite, on a encore augmenté l'efficacité du réglage à très faible charge en disposant un obturateur à papillon *h* dans le conduit d'échappement (fig. 381) ; cette valve est maintenue ouverte par un petit cylindre dans lequel s'exerce le vide du condenseur; elle tend à se fermer par l'action d'un ressort antagoniste. La rentrée d'air déterminée par le régulateur détruit le vide du cylindre, ce qui permet au papillon d'obéir à l'action du ressort. L'étranglement

ainsi produit exerce une action modératrice très énergique sur la vitesse.

Les tuyères obturées à la main sont remplacées, dans certains types, par des tuyères automatiques maintenues ouvertes par la pression de la vapeur distribuée, et qui se ferment par l'action d'un ressort lorsque le régulateur diminue suffisamment cette pression (1).

141. — *Parties auxiliaires, etc.*— On peut employer tous les systèmes de condenseurs décrits pour les machines à piston; dans l'exemple choisi, le condenseur est à surface, les pompes à air et de circulation sont à piston; elles sont actionnées par un arbre de transmission auxiliaire tournant à 120 tours par minute. Voici, d'ailleurs, quelques renseignements relatifs à ce cas, et qui en préciseront la description.

Puissance effective	225 ch.
Pression absolue	8.5 kg. p. cm²
Température de la vapeur surchauffée	260°
Diamètre de la roue au centre des aubes	620 mm.
» extérieur de la roue	658 »
» de l'arbre de la turbine	30 »
» du cercle primitif du pignon	60.5 »
» » » des engrenages	660 »
Nombre des dents du pignon	27
» » des engrenages	296
Largeur des roues	432 mm.
Pompe de circulation à double effet.	
Diamètre du piston	230 »
Course »	230 »
Pompe à air à simple effet.	
Diamètre du piston	405 »
Course »	230 »
Surface refroidissante du condenseur	56 m²

La vitesse de rotation est de 10,000 tours par minute, ce qui porte la vitesse circonférentielle à 325 mètres par seconde, valeur usuelle dans les turbines de Laval.

142. — *Roue et arbre.* — La vitesse excessive de ce genre de turbines oblige à construire les roues en acier à grande résistance et à

(1) Stodola, *Turbines à vapeur* (traduction *Hahn*), p. 315.

limite élevée d'élasticité; on donne à la section la forme du profil d'égale résistance (1), et on admet comme base du calcul une tension de 20 à 25 kg. par mm².

M. Stodola démontre très simplement l'important théorème suivant :

Il est permis d'augmenter ou de diminuer les dimensions radiales et axiales d'une roue dans des rapports constants quelconques, indépendants l'un de l'autre, sans modifier les tensions en des points semblablement placés, à condition de ne pas changer la vitesse périphérique.

Cette propriété permet, une fois déterminé le profil d'une roue dont la sécurité a été vérifiée par l'expérience, d'en déduire celui qu'il faut donner à une roue de diamètre différent ayant la même vitesse à la circonférence; la symétrie doit s'étendre à l'aubage.

La théorie de ces pièces montre qu'une ouverture, même de petit diamètre, percée au centre, fait naître des tensions dangereuses qu'il faut éviter par un fort épaississement au moyeu. Pour les roues ayant une certaine importance, on évite l'ouverture centrale en assemblant l'arbre au disque au moyen de plateaux tenus par des goujons (fig. 383).

Fig. 387

Les aubes sont des pièces détachées en acier, étampées et fraisées, munies d'un talon renflé qui est chassé dans la jante, et légèrement

(1) L. Anspach, *Résistance des disques à rotation rapide* (*Revue universelle des Mines*, 3e série, t. 10, 1890). V. aussi *Stodola*.

refoulé (fig. 387). Le disque présente une partie amincie à sa jonction avec la jante, afin de créer une section circulaire de plus facile rupture sans compromettre la tenue de la partie centrale.

L'arbre est une particularité intéressante de la turbine de Laval; la théorie en a été donnée par Föppl [1], et par A. Stevart [2]; Stodola l'a développée en l'étendant au cas d'un arbre chargé de plusieurs roues, qui se présente fréquemment dans les turbines des autres genres.

Considérons un arbre portant un seul disque au milieu de sa longueur (fig. 388); le centre de gravité du disque ne pouvant se trouver exactement sur l'axe géométrique de l'arbre, il est d'abord évident que le balourd produirait avec un arbre de grande rigidité, des trépidations extrêmement nuisibles; on prend donc un arbre assez mince pour qu'il soit flexible, et on évite les encastrements en employant des paliers à rotule. On peut admettre que si l'arbre était dépourvu de toute rigidité, le couple transmis au disque par la vapeur aurait pour effet de le faire tourner autour de l'axe normal au disque, et passant par son centre de gravité; l'arbre se déformerait, et tournerait lui même à la façon d'un vilebrequin.

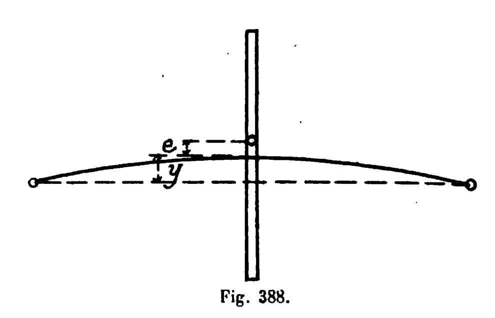


Fig. 388.

Comme l'arbre présente une certaine raideur, il en résulte une force perturbatrice, et le mouvement qui se produit est plus compliqué; il suffira ici d'un examen approché du problème.

Soit p le poids du disque, e son excentricité par rapport à l'axe, ω la vitesse de rotation, f la flèche que prendrait l'arbre sous un effort agissant dans le plan du disque et égal à un kilogramme.

(1) *Civil-Ingenieur*, 1895.
(2) *Revue universelle des Mines*, 3e série, t. 33, 1896.

Par suite de la force centrifuge qui se développe pendant la rotation, l'arbre prend la flèche y; il y a équilibre entre la force centrifuge et la tendance de l'arbre à se redresser, on a donc :

$$y = \frac{fp}{g} \omega^2 (e + y)$$

d'où on tire, en posant

$$\frac{g}{fp} = a :$$

$$y = \frac{\omega^2}{a - \omega^2} e$$

ce qui est l'équation d'une hyperbole en ω^2 et y (fig. 389).

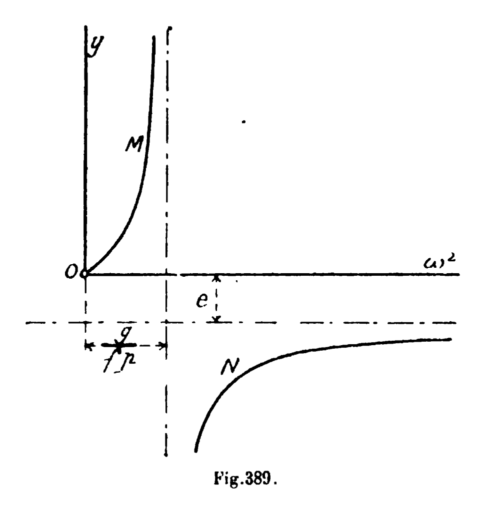


Fig.389.

Lorsque ω^2 croît depuis zéro jusqu'à a, y augmente depuis zéro jusqu'à l'infini (branche OM). Pour la valeur

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g}{fp}}$$

que Föppl a appelée *vitesse critique*, l'arbre fléchirait donc au delà de toute limite.

Aussitôt que cette vitesse est dépassée (branche N), la flèche reprend une valeur finie en changeant de sens (fig. 390), c'est-à-dire qu'elle

est opposée à e; elle diminue de plus en plus de manière à tendre vers e au fur et à mesure que la vitesse augmente; le centre de gravité se place alors sur l'axe de rotation, comme il le ferait pour n'importe quelle vitesse si l'arbre était parfaitement flexible.

Il y a donc intérêt à dépasser notablement la vitesse critique pour obtenir une rotation exempte de trépidations, aussi bien qu'une flexion modérée de l'arbre.

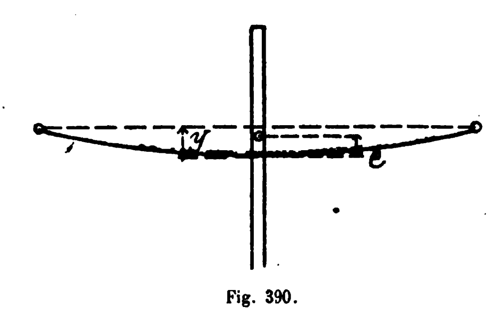


Fig. 390.

Il semble cependant qu'on ne pourra franchir la vitesse critique, à la mise en train comme à l'arrêt, sans mettre l'arbre en danger; mais il faut observer que, par suite de l'inertie, le disque ne saurait prendre brusquement un mouvement de translation prononcé; or, la vitesse de rotation augmente ou diminue très rapidement; en outre, une flexion importante de l'arbre ne pourrait se produire qu'en amenant une déviation des paliers qui ferait naître un encastrement.

La vitesse critique s'abaisse lorsque f et p augmentent. Pour un arbre appuyé, de longueur l entre les centres des coussinets sphériques, on a, par la théorie de la flexion :

$$f = \frac{l^3}{48\,EI}$$

E étant le coefficient d'élasticité du métal de l'arbre, et I le moment d'inertie de la section circulaire par rapport au diamètre; f augmente rapidement lorsque le diamètre diminue. Pour un arbre encastré, c'est-à-dire qui tournerait dans de longs coussinets fixes, la flèche serait quatre fois plus petite, et la vitesse critique serait doublée.

Cette théorie démontre combien il est judicieux d'augmenter la flexi-

bilité de l'arbre en écartant ses points d'appui, et en diminuant son diamètre jusqu'à la limite permise par le moment de torsion à transmettre.

La plupart des auteurs font remarquer que si on considère le disque de poids p monté sur l'arbre au repos, et si on l'écarte de sa position d'équilibre en fléchissant l'arbre pour l'abandonner ensuite à lui-même, il oscille suivant une loi pendulaire (ce qui est facile à démontrer); la durée de l'oscillation complète est

$$2\pi\sqrt{\frac{fp}{g}}$$

ce qui est précisément la durée d'une révolution à la vitesse critique. D'après M. Stodola, la flexibilité des arbres des turbines de Laval est choisie de manière à ce que la vitesse normale soit sept fois plus élevée que la vitesse critique (1).

Toutes les turbines à simple disque exigent les mêmes vitesses circonférentielles que la turbine de Laval. En vertu du théorème énoncé plus haut sur la similitude des disques, on peut réduire le nombre de tours, ce qui permet de supprimer le train d'engrenages réducteurs; il suffit d'augmenter le diamètre en conservant les mêmes épaisseurs en des points homologues. MM. *Riedler* et *Stumpf* ont réalisé ainsi des roues de 2 mètres de diamètre ayant une vitesse de 400 mètres environ à la circonférence, ce qui suppose un nombre de tours de 3820 par minute; ces grandes roues sont des pièces exceptionnelles, qui se voilent facilement, et dont l'équilibrage est délicat. Aussi les turbines à roue unique comprennent le plus souvent au moins deux cascades de vitesse (2).

(1) La théorie exacte du mouvement montre que le centre de gravité du disque se meut suivant une circonférence dont le centre décrit une ellipse, les axes de cette courbe étant variables avec la vitesse. La vitesse de rotation dans la circonférence est ω, tandis que la vitesse moyenne de rotation dans l'ellipse est la vitesse critique, qui est constante, et ne dépend pas de la première *(Stévart, mém. cité)*.

(2) Voir sur la turbine de Laval : *Engg.*, 1904-1-846, 1905-2-880; l'ouvrage *Roues et Turbines,* par K. Sosnowski et le mémoire du même auteur présenté au *Congrès de Liége* sur la turbine de Laval-Bréguet.

§ II

Turbines d'impulsion ayant un petit nombre d'étages de pression et de vitesse.

Les difficultés signalées à la fin du dernier paragraphe expliquent la raison d'être d'une série de machines intermédiaires entre la turbine de Laval et celles à grand nombre de roues qui sont surtout adoptées pour les grandes puissances.

143. — *Turbine Kolb, dite Elektra* (1). — Pour les petites forces, cette turbine n'a qu'une seule roue R (fig. 391), mais la vapeur la traverse plusieurs fois. La vapeur est distribuée par la tubulure *a* à un canal circulaire qui alimente les deux tuyères *p*; celles-ci ont un profil analogue à celui des tuyères de Laval, mais elles sont à section rectangulaire, ce qui est préférable pour bien remplir les canaux de la roue. Le premier passage se fait dans une direction centripète; la veine est recueillie par le conduit fixe g', qui la ramène à la roue dans une direction centrifuge, et ainsi de suite, jusqu'à ce que la vapeur s'échappe définitivement dans l'élargissement circulaire de la chambre qui aboutit à la tubulure *c* d'échappement à l'air libre ou au condenseur.

La roue a une vitesse modérée, environ 100 mètres à la circonférence; la vitesse absolue de la vapeur n'est donc pas beaucoup modifiée par le premier passage sur les aubes, et la vitesse conservée est encore très grande; mais comme il y a quatre utilisations successives, la vitesse absolue finale de sortie est modérée. L'angle d'injection est assez ouvert, il est voisin de 36° pour les premières tuyères (2). On voit aussi que la roue est à circulation radiale; les aubes (fig. 392), sont en bronze de

(1) Voir une monographie de cette turbine par *H. Meuth* dans *Zeitschrift des V. D. I.*, 1908, p. 182 et 216.

(2) On trouverait, par le tracé des triangles de vitesses, que les angles d'injection doivent devenir de plus en plus petits pour les chutes successives tandis que l'angle à l'entrée des conduits fixes doit augmenter.

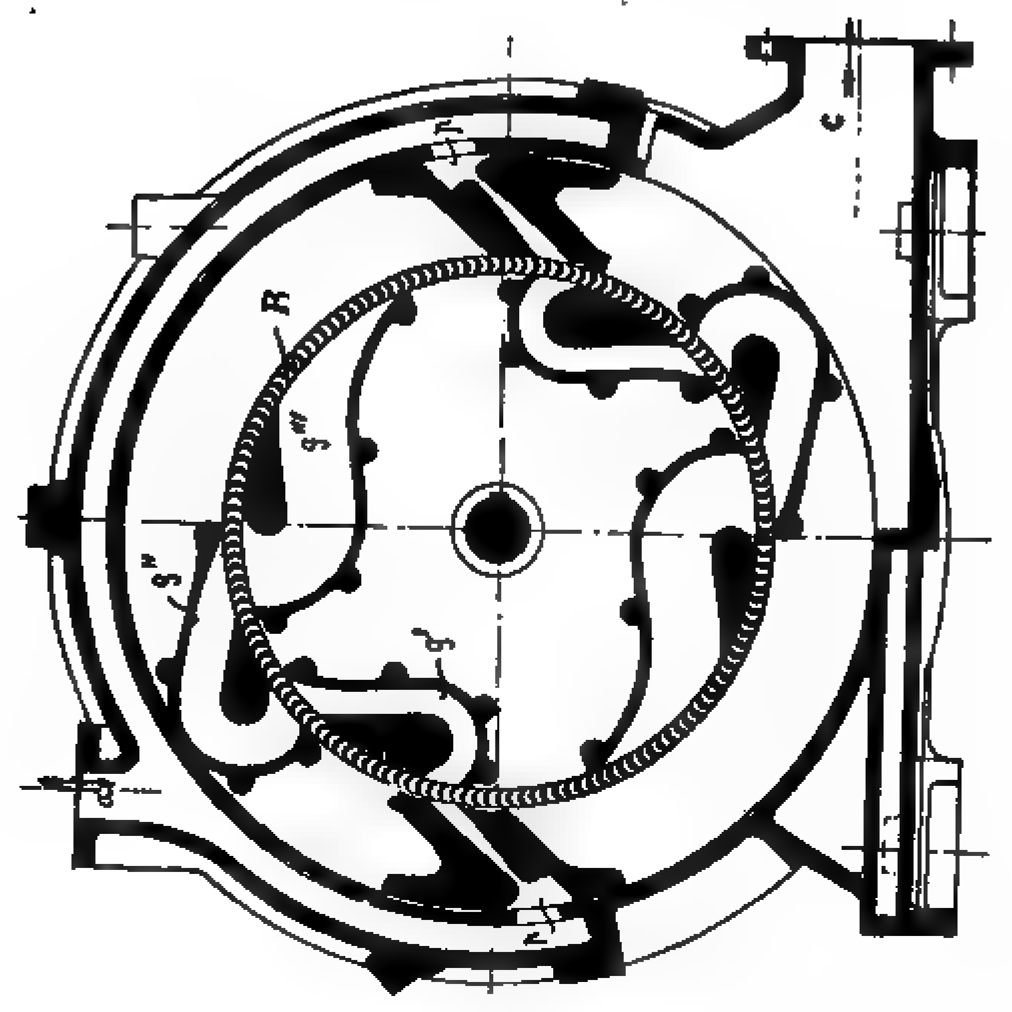


Fig 391

composition spéciale fraisées au profil voulu, et serrées sur la jante au moyen d'une frette en acier au nickel; la force centrifuge s'exerce sur elles en porte à-faux, on prévient leur flexion vers l'extérieur au moyen d'une seconde frette en acier.

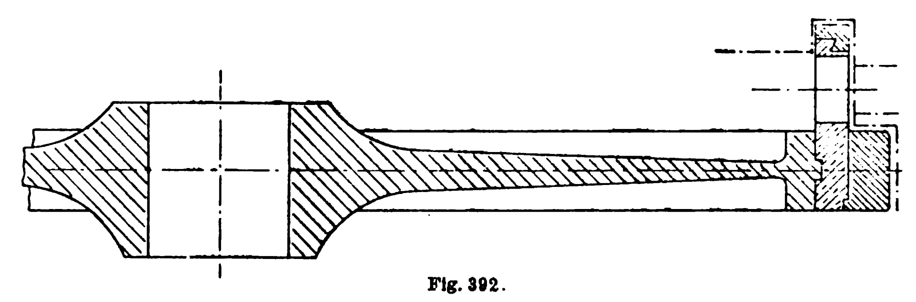


Fig. 392.

La figure 393 représente en détail les tuyères de la première injection. L'une des parois est constituée par une languette en acier, mobile autour d'un couteau qui se trouve près de l'orifice de sortie; en actionnant cette languette au moyen d'un pignon représenté, on diminue la section à volonté, tout en conservant un profil longitudinal convenable pour la détente de la vapeur. Ce dispositif permet d'adapter la turbine à des charges variables sans trop demander au réglage par étranglement.

Paliers, réglage, etc. — L'arbre repose sur des paliers graisseurs à anneaux sans rotule, il est en outre assez rigide pour que la vitesse soit en dessous de la valeur critique.

L'étanchéité au passage de l'arbre à travers l'enveloppe est obtenue par des joints en labyrinthe; une fourrure est placée sur l'arbre et tourne dans un manchon garni de métal blanc creusé de rainures circulaires profondes; ces cannelures sont alimentées par un petit conduit amenant de la vapeur détendue qui fuit d'une rainure à l'autre. La pression est réglée de manière à ce qu'il y ait une légère fuite qui s'accuse à l'extérieur, on est certain ainsi d'éviter les rentrées d'air.

Le dispositif de réglage automatique rappelle celui des turbines de Laval. Le régulateur est du même genre, il est monté au bout de l'arbre (fig. 391 à gauche); il actionne, par son manchon et ses tringles de renvoi, une soupape à double siège placée immédiatement avant l'entrée de la vapeur dans le conduit *a*.

En amont de la soupape régulatrice, se trouve un obturateur à fermeture automatique maintenu ouvert par un volant et une tige filetée, mais auquel un ressort antagoniste donne une tendance à se fermer. L'écrou dans lequel passe la tige est formé par les deux branches d'une pince qui est fermée à l'état normal; lorsque cette pince s'ouvre par l'action d'un déclic, la tige de la soupape est libre, et celle-ci se ferme brusquement.

Fig. 393

Le déclic en question est ouvert par le régulateur lorsque la vitesse de rotation dépasse le maximum prévu; à cet effet, la boîte cylindrique contenant le régulateur porte un doigt mobile maintenu fermé par un ressort et qui fait office de came lorsque la force centrifuge est suffisante.

144. — *Turbine Elektra à deux chutes de pression.* — Pour les puissances plus élevées, où l'économie de vapeur augmente d'importance, on partage en deux la chute de pression, ce qui diminue la vitesse d'injection; le nombre des passages à travers chacune des roues est alors réduit à trois (fig. 394).

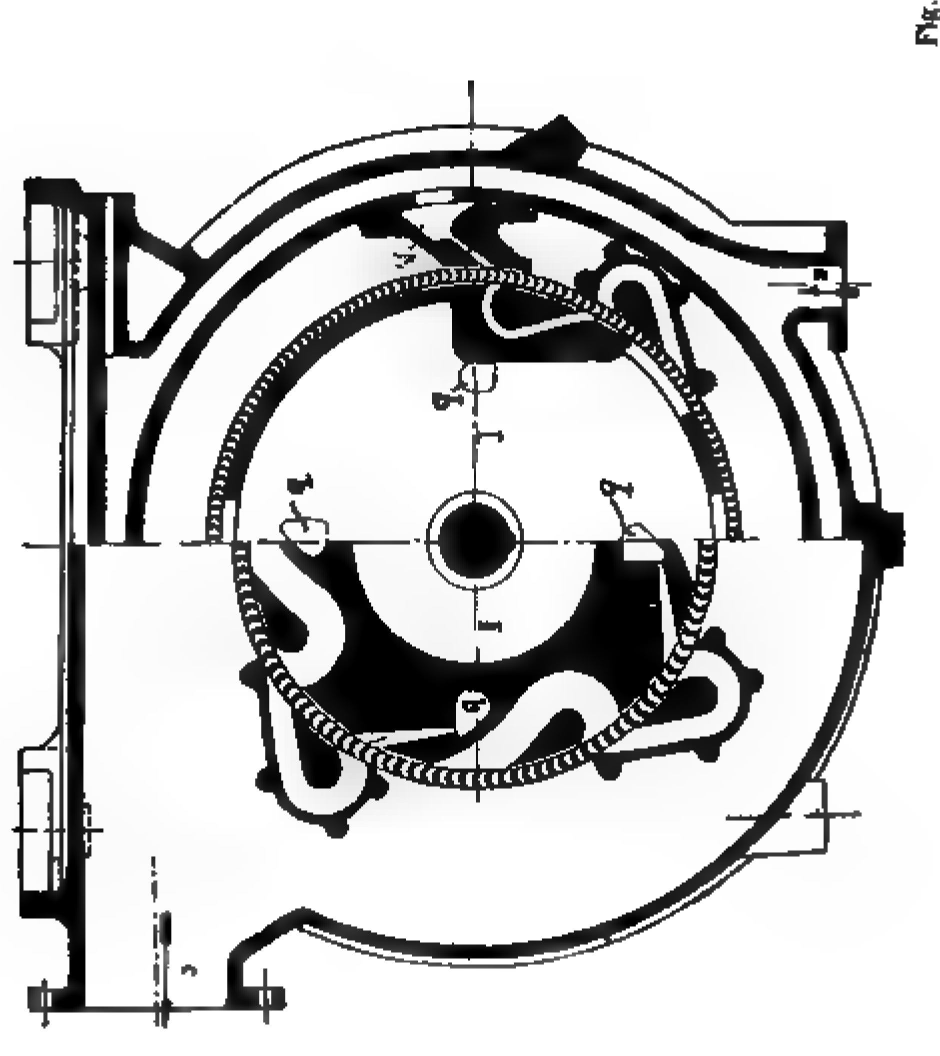


Fig. 394

Le compartiment à haute pression est représenté, en coupe normale à l'axe, à gauche de la figure; le côté droit est la section faite dans la roue à basse pression.

La vapeur arrive en *a* pour alimenter le canal sur lequel sont montées les tuyères d'injection; le fluide détendu s'échappe, après trois passages dans la roue, à travers la cloison qui sépare les deux chambres, et atteint les quatre tuyères de la roue à basse pression par les ouvertures *b*. L'échappement final a lieu dans la direction centrifuge suivant *c*.

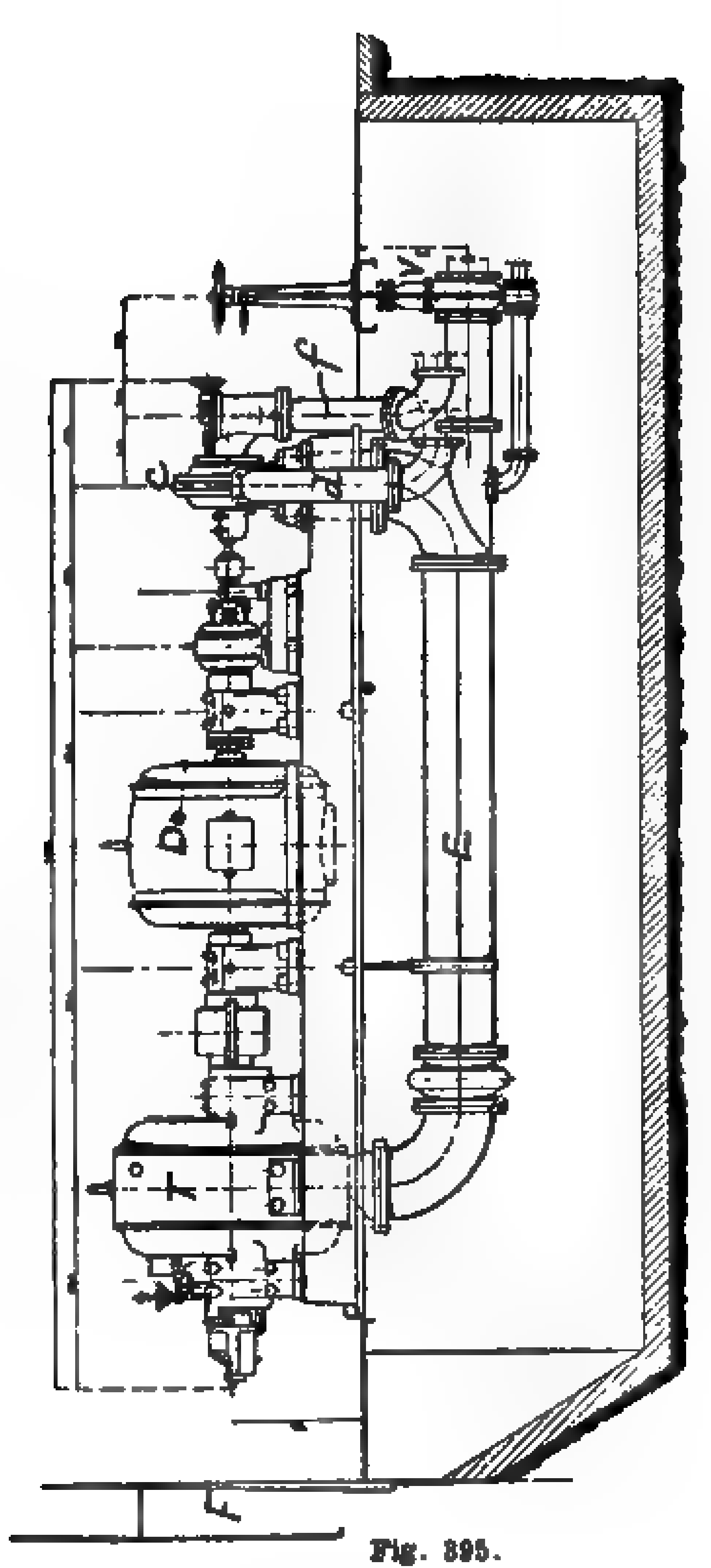


Fig. 395.

Les chambres se trouvant à des pressions différentes, l'arbre traverse par un joint à labyrinthe la cloison qui les sépare; il est à noter que les fuites n'auraient pas pour ce joint la même gravité que pour la garniture extérieure du côté de la basse pression.

A l'un ou l'autre de ces deux genres de turbines se trouve appliqué, dans le cas de marche à condensation, le condenseur centrifuge dont il a été question dans la première partie (page 430). On obtient ainsi la disposition d'ensemble repré-

sentée par la figure 395, où l'on voit une turbine T à deux chutes de pression de 300 chevaux effectifs commandant un alternateur D ainsi que son excitatrice, et le condenseur centrifuge C. La vapeur se rend de la turbine au condenseur par la conduite E; l'eau froide est aspirée par *f*, et l'eau échauffée est évacuée par *d*; V est une vanne d'échappement à l'air libre.

145. — *Résultats d'essais.* — M. Gutermuth donne sur les deux genres de turbines fonctionnant à condensation des résultats d'essais dont nous extrayons quelques chiffres (1).

1° Turbine à condensation à une seule roue.

Pression absolue de la vapeur	10.25 kg. p. cm²
Température	289°
Pression à l'extrémité de la tuyère	0.22 kg. p. cm²
— — du conduit *g'*	0.284 —
— — — *g''*	0.278 —
— — — *g'''*	0.187 —
— d'échappement	0.171 —
Température —	140°
Tours par minute	8.524
Puissance effective	45 chvx.
Consommation par cheval-heure effectif	12.25 kg.

Dans le chiffre de consommation est comprise la vapeur dépensée pour alimenter les joints en labyrinthe, évaluée dans un essai séparé à 37 kg. à l'heure.

2° Turbine à deux chutes de pression.

Pression absolue de la vapeur	10.1 kg. p. cm²
Température	237°6
Pression à l'extrémité de la première tuyère	1.094 —
— dans la première chambre	1.037 —
Température de — —	109°.6
Pression à l'extrémité de la tuyère à basse pression	0.18 —
Pression de l'échappement	0.125 —
Température —	69°
Tours par minute	3.181
Puissance effective	59.3 chvx.
Consommation par cheval-heure effectif	9.025 kg.

(1) *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen*, 1905.

On remarque dans l'essai 1° que la pression s'élève au-dessus de celle d'échappement de la tuyère dans le premier conduit de déviation, et qu'elle s'abaisse ensuite. M. Stodola a mesuré les pressions en différents points et a observé le même effet dans les deux premières tuyères (1).

146. — *Turbines de la société d'Electricité (A. E. G.) de Berlin.* — Elles comprennent plusieurs types ; celles de faible puissance se construisent à une seule roue munie de deux ou trois aubages (turbodynamos pour l'usage des navires) ; pour les machines plus importantes, il y a deux étages de pression avec deux étages de vitesse pour chaque roue. La figure 396 (2) représente une coupe par l'axe de cette machine. Les chambres sont séparées par une cloison que traverse l'axe ; les joints de pénétration de cette pièce dans l'enveloppe sont à labyrinthe, avec alimentation de vapeur par conduits ascendants *c c*.

Chacune des roues est à jante élargie, creusée de deux rainures à queue d'aronde destinées à recevoir le talon des aubes ; celles-ci sont entourées d'un cercle rivé. Les deux séries d'aubes sont assez écartées pour comprendre les directrices fixes dont la fonction est de recueillir les veines quittant la première couronne pour les distribuer à la seconde.

Les tuyères sont divergentes comme dans les turbines de Laval, mais elles ont une section carrée obtenue par déformation à la presse, et elles sont rassemblées de manière à former une seule veine plus ou moins développée dans le sens de la circonférence. Les tuyères circulaires ont en effet l'inconvénient de donner des veines qui ne remplissent pas bien les canaux de la roue, ce qui donne lieu à la production de remous.

Le réglage automatique est commandé par un régulateur du genre Hartung (118), qui actionne d'une manière indirecte la soupape équi-

(1) Des essais faits par MM. *Stodola* et *Farny*, en 1906, sur une turbine de 300 chevaux à deux chutes de pression ont donné une consommation de 6,55 kg. par cheval effectif et par heure, la vapeur étant à la pression de 14 kg. p. cm^2 et la température étant de 299°.

(2) D'après *Engineering*.

librée S (fig. 397) ([1]) en déplaçant par la tige t le tiroir distributeur du

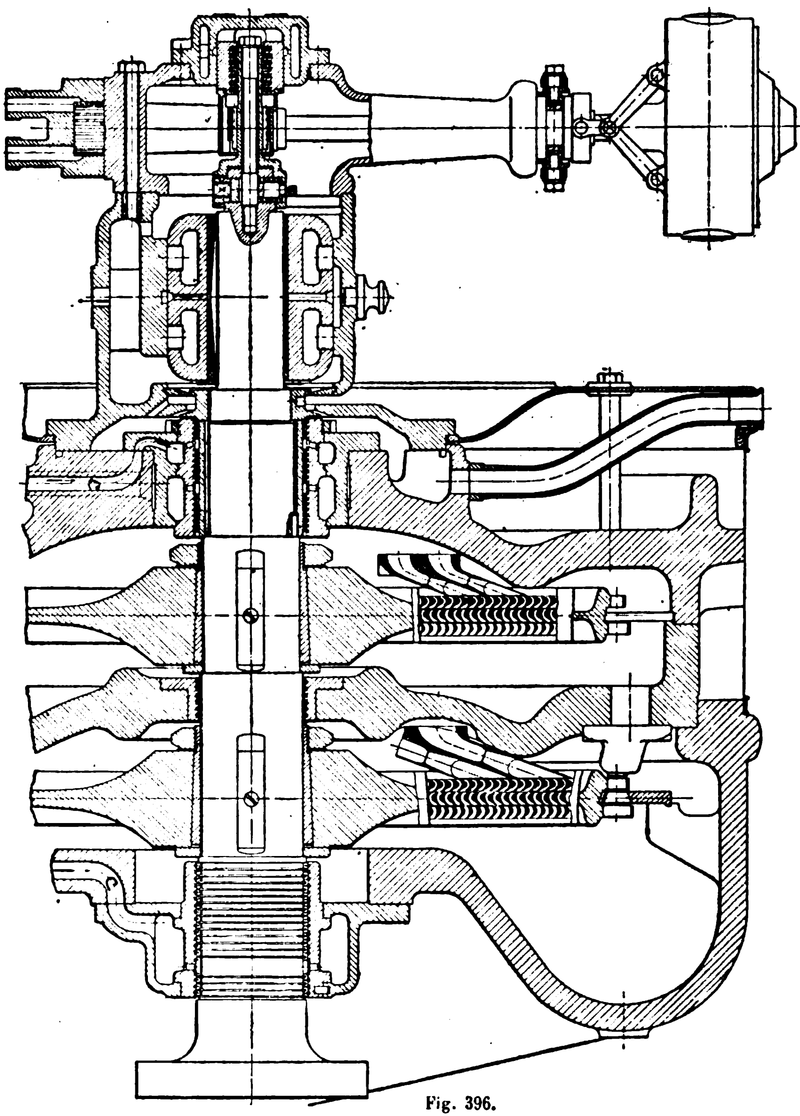
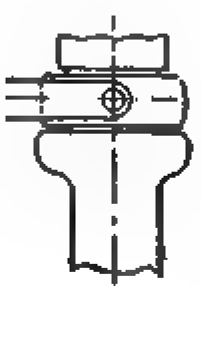


Fig. 396.

piston p, le tout constituant un système asservi. Ce tiroir est représenté à plus grande échelle à côté de la figure principale ; de l'huile sous

(1) Les organes représentés par cette figure se trouvent dans le plan normal à celui de la figure 396.

pression, refoulée en *c* par une pompe, est admise par les canaux *a* ou *b*, et s'échappe par le conduit *d*; ce tiroir est parfaitement équilibré.



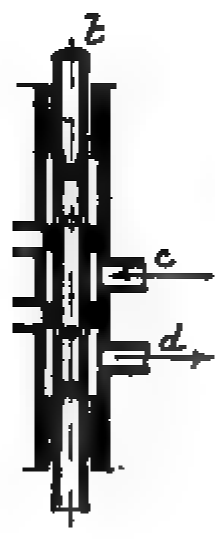


Fig. 397.

La vapeur motrice franchit le modérateur, puis la soupape A qui est ouverte en grand, puis la soupape de réglage S, d'où elle se rend aux tuyères du premier compartiment de la turbine.

La soupape A, ouverte par la roue à poignées *m*, est disposée de manière à se fermer automatiquement lorsque la vitesse dépasse celle du régime d'une quantité donnée. Le dispositif employé, analogue à celui de plusieurs autres turbines, sera décrit plus loin à propos de la

turbine Zoelly; c'est la rotation imprimée à la douille *n* par le levier *l* qui détermine le déclenchement de la soupape par un régulateur spécial; celui-ci consiste en une petite masse noyée dans l'arbre, et que la force centrifuge projette dans une direction radiale; elle vient alors toucher un levier relié au bras *l* (ce régulateur est visible dans la figure 396, à gauche du palier).

La société A. E. G. a construit des turbines à roues et aubages *Riedler-Stumpf*, qui comportent un réglage différent; le régulateur, à peu près identique à celui de de Laval, actionne un obturateur d'un genre spécial consistant en un ruban flexible qui s'applique sur tous les canaux aboutissant aux tuyères; ceux-ci ont leur point de départ sur le pourtour cylindrique d'une boîte dans laquelle se trouve un tambour qui enroule ou déroule le ruban. Ces turbines sont à deux étages de vitesse sur une même roue (v. *Stodola*, *ouv. cité*).

La turbine du type de la figure 396 tourne à 3000 tours pour une puissance effective de 750 à 800 chevaux, les disques ayant un diamètre de 1200 mm. au centre des aubes, ce qui donne à la vitesse circonférentielle la valeur de 188 mètres. Pour actionner les alternateurs, les nombres de tours sont par exemple de 3000, 1500, 750, suivant qu'il s'agit de puissances de 1000 kw. ou en dessous, de 1000 à 3000 kw., ou de puissances supérieures (1).

La figure 397[1] représente l'aubage de la première roue d'une turbine de 2000 kw. à 3000 tours du même type que celle de la figure 396 (*Engg.*. 1910-1-639); le diamètre moyen des roues est de 1240 et 1251 millimètres respectivement.

Dans la construction actuelle de la Société de Berlin, le modérateur combiné avec le régulateur de sûreté est disposé comme l'indique la figure 397[2], dont voici l'explication.

(1) Essais et résultats obtenus sur les turbines de l'A. E. G. dans une station de Berlin (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1907, p. 385).

Essais sur une turbine Riedler-Stumpf (*même recueil*, 1907, p. 605, 658, 707).

Voir aussi *Engg.*, 1904-1-211 et 1904-2-231, 330 pour la description des turbines de l'A. E. G., et un article plus récent, donnant la disposition nouvelle des pompes auxiliaires rotatives, actionnées par une turbine spéciale (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1909, p. 702).

Légende de la figure 397[1]

V, roue à poignées permettant d'ouvrir ou de fermer la soupape d'arrêt A.

M, manchon actionné par le pignon d'angle *p* ; ce manchon fait tourner solidairement, au moyen de deux prisonniers, la buselure B qui porte le plateau P, et la tige *t* de la soupape qui s'y trouve engagée.

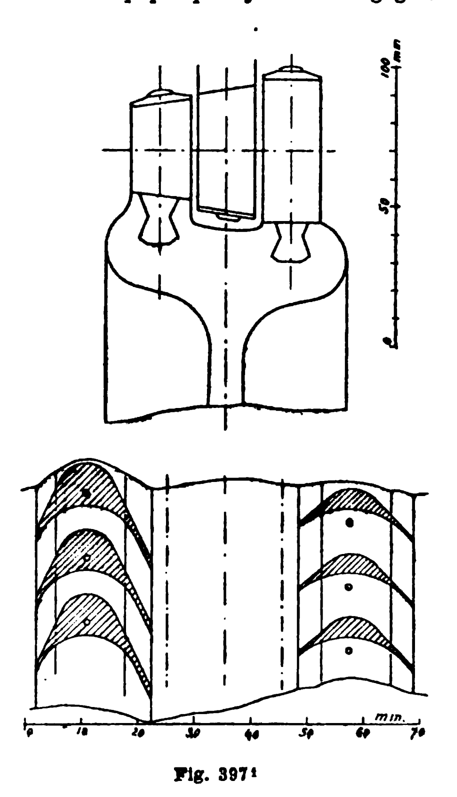


Fig. 397[1]

t, tige filetée dans le manchon *m* ; ce manchon peut glisser vers la droite, avec la douille *d* dans laquelle il est engagé. Les pièces *m* et *d* sont empêchées de tourner par des prisonniers et des rainures parallèles à l'axe de la tige.

R, ressort qui, en appuyant sur le plateau P, tend à l'entraîner vers la droite avec la douille B et la tige *t* ; ce mouvement est empêché par l'écrou *m* aussi longtemps que la douille *d* ne peut céder. La douille *d* est retenue au moyen d'un cliquet mis en place par un levier auquel s'articule la tringle *r* ; dans la position de la figure, ce cliquet est engagé dans l'encoche de la douille tandis que si on déplaçait la tringle *r* vers le bas, les pièces

d et *m* seraient repoussées vivement vers la droite sans pouvoir s'opposer à la fermeture de la soupape. C'est le régulateur de sûreté ou un levier déplacé à la main qui provoquent le déclenchement ci-dessus décrit; le plateau P sert d'amortisseur pour éviter un choc trop violent de la soupape sur son siège.

Fig. 397[2].

Lorsqu'on veut ouvrir à nouveau la soupape, la roue à poignée V est manœuvrée de telle sorte que la soupape s'appuie sur son siège ; la rotation de sa tige détermine le recul de l'écrou *m* et de la douille *d* jusqu'à ce que celle-ci vienne s'enclencher ; puis la roue étant manœuvrée en sens contraire, la tige *t* se dévisse et se remet dans la position de la figure.

Ce système peut être manœuvré comme un modérateur ordinaire aussi longtemps que le cliquet se trouve engagé dans la douille *d*.

Une modification plus importante a été apportée au mode de réglage. Le régulateur à servo-moteur, au lieu de commander une soupape générale d'étranglement, ouvre ou ferme successivement une série de soupapes partielles. Cette disposition est représentée dans la figure 397[3] ;

la vapeur débouche du modérateur dans une colonne verticale, où elle trouve les petites soupapes dont une seule est représentée ; chacune des soupapes alimente deux tuyères. Les tiges de ces petits obturateurs, bien guidées horizontalement, sont terminées chacune par une fourche contenant un galet qui s'engage dans la barre découpée que manœuvre verticalement le piston à huile du servo-moteur ; les coulisses sont tracées de manière que les soupapes s'ouvrent ou se ferment l'une après l'autre.

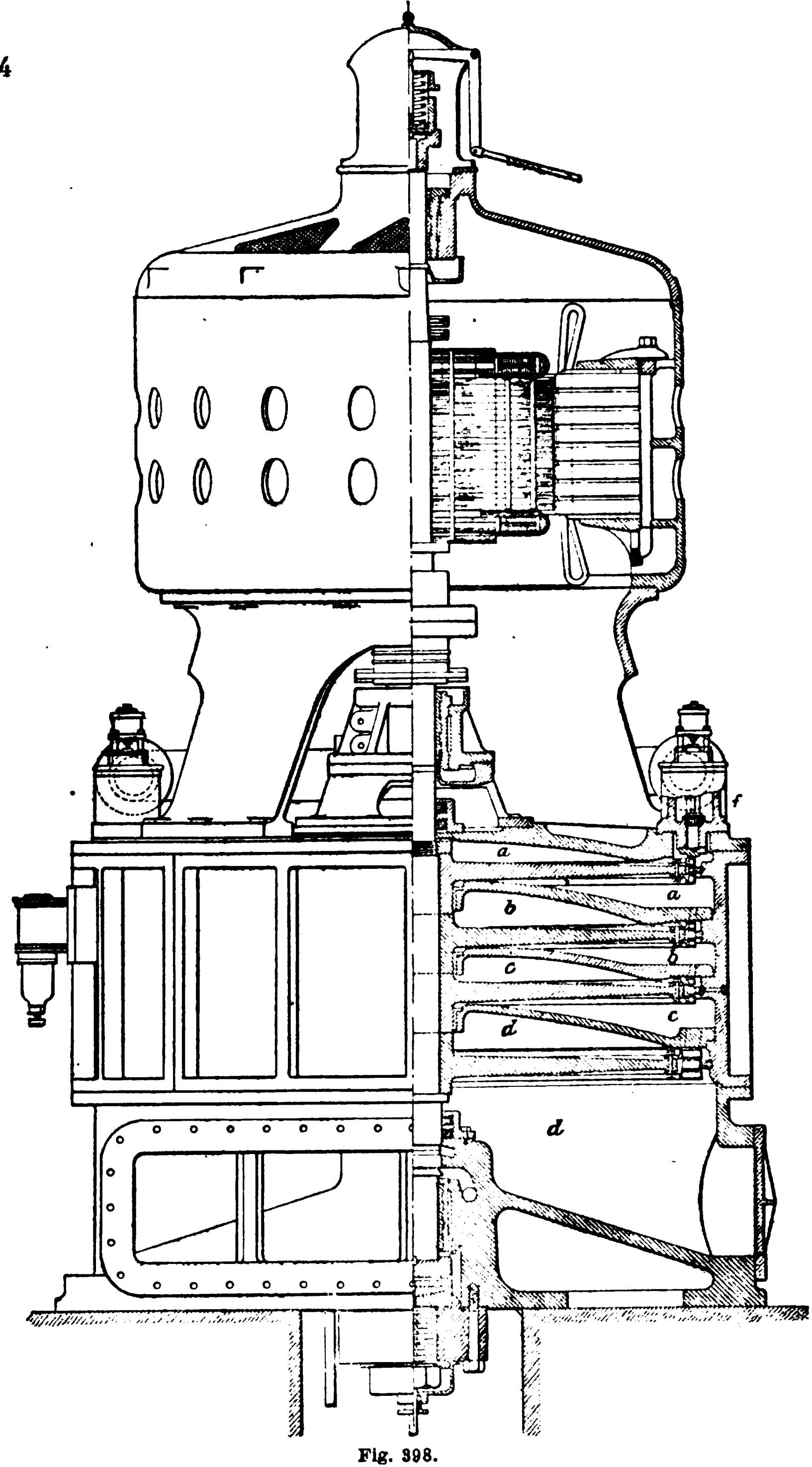


Fig. 398.

Ce dispositif permet de dépenser la vapeur à pleine pression quelle que soit la charge ; le réglage ne modifie donc pas les vitesses de la vapeur, ni les relations qui doivent exister entre ces vitesses et celle des roues. Cette condition est particulièrement importante dans les turbines à étages de vitesses.

147. — *Turbines Curtis.* — Ce sont les premières dans lesquelles on a adopté le principe des chutes de vitesse dans les étages de pression. Elles sont construites par la General Electric C° en Amérique, par la compagnie anglaise Thomson-Houston, à Rugby, etc., avec des détails un peu différents; elles comprennent de deux à quatre chutes de pression ayant chacune deux ou trois étages de vitesse.

Ces turbines sont caractérisées par leur arbre vertical (fig. 398) (1), qui repose au pied sur un pivot réglable en hauteur, et qui actionne une génératrice d'électricité superposée à la chambre de vapeur. Le soubassement, assis sur une fondation peu étendue, sert souvent de condenseur à surface ou à mélange, ce qui supprime toute résistance ou perte de charge à l'échappement (2).

Pour le premier compartiment, l'injection se fait par des tuyères réparties en deux secteurs aux extrémités d'un même diamètre; ces tuyères sont contiguës pour chacun des secteurs, et sont contenues dans une seule pièce coulée en bronze, tandis que les roues et les directrices intermédiaires sont découpées à la machine. Le tracé est celui de la figure 399, dans lequel le profil dorsal des aubes est formé par un arc de cercle et deux tangentes, tandis que le creux est un arc de cercle.

L'injection se fait sous un angle de 20°, la première couronne mobile comprend des aubes symétriques, ayant l'angle d'entrée égal à l'angle de sortie (24°). Les directrices qui viennent ensuite sont tangentes à la vitesse absolue de la roue précédente, et doivent faire l'injection à la couronne suivante sous un angle plus faible; elles sont par conséquent dissymétriques. La même gradation s'applique aux étages suivants,

(1) Cette figure, représentant une turbine de la Compagnie anglaise, est tirée d'*Engg.*, 1904-1-181.

(2) Condenseurs à mélange ou à surface servant de socle, par W. H. Allen (*Engg.*, 1906-1-514).

mais les angles augmentent à chacun d'eux. Il faut qu'il en soit ainsi, parce que la vitesse diminue rapidement en traversant les aubages, et qu'il est nécessaire d'agrandir les sections sans donner aux couronnes un évasement trop prononcé, qui empêcherait la veine de rester en contact avec la paroi.

D'un étage de pression au suivant, on augmente le secteur sur lequel

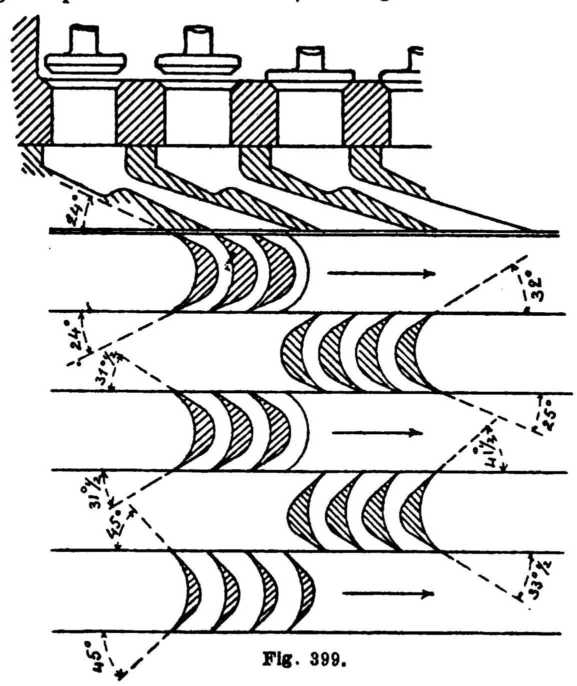


Fig. 399.

se fait l'injection, et on allonge les aubes dans le sens du rayon. Pour les diaphragmes séparant les compartiments *a b c d*, les canaux de distribution sont ménagés dans la fonte, et leurs parois sont taillées aussi régulièrement que possible.

Les jeux entre directrices et aubes dans le sens de l'axe varient de 0,5 à 2 mm. depuis les petites forces jusqu'aux plus grandes; ces jeux peuvent se régler avec beaucoup de précision en relevant la lentille fixe sur laquelle porte le pivot.

Le poids à porter est considérable (9 tonnes pour une turbine de 1500 kw. tournant à 1500 tours), et le pivot demande des dispositions

spéciales. L'arbre est solidaire d'un patin en fonte trempée, dont le bord plan repose sur une lentille fixe de même métal ; celle-ci laisse passer, au centre, un petit conduit qui injecte le lubrifiant sous une pression suffisante pour équilibrer les poids à supporter (10 à 25 atm.).

Fig. 400. Fig. 400 bis.

On peut prendre l'huile ou l'eau comme lubrifiant ; celle-ci est employée de préférence, l'huile ayant l'inconvénient de filtrer à travers le bourrage et de pénétrer jusque dans le compartiment qui est en relation avec le condenseur.

On reconnait ici le palier hydraulique de Girard (1er fascicule) ; il fonctionne avec une parfaite sécurité, à la condition que le lubrifiant soit envoyé sans interruption. Pour éviter le grippement des lentilles en cas d'arrêt du courant refoulé par la pompe, un petit accumulateur placé sur la conduite ferme en descendant une soupape obturant la prise de vapeur[1].

Le réglage se fait en fermant un nombre plus ou moins grand de

(1) M. *Emmet*, l'un des auteurs de la turbine Curtis, signale que les frottements sont si faibles, que la turbine continue à tourner pendant quatre à cinq heures après l'enlèvement de la charge et la fermeture des distributeurs. Cette lenteur d'arrêt étant gênante pour le service, on munit la turbine d'un frein.

tuyères; c'est évidemment le seul système irréprochable en principe, lorsqu'il s'agit d'une turbine partielle, mais il entraîne une assez grande complication. Il y a autant de petites soupapes qu'il y a de tuyères ; chacune d'elles est ouverte par un piston, et fermée par un ressort; la distribution qui détermine le jeu de ces pistons est commandée par un relais sur lequel agit le régulateur; cette dernière liaison peut être électrique ou mécanique, les constructeurs ont employé indifféremment les deux systèmes, mais nous ne décrirons que la commande mécanique.

Le régulateur, dont le manchon est appuyé sur un ressort, est placé au sommet de l'arbre, et commande, par des tringles et des leviers de renvoi, une crémaillère verticale qui engrène avec le tambour T (fig. 400) ; ce tambour est muni d'une came en hélice C, destinée à commander successivement chacun des relais, il est donc aussi long que l'exige la batterie des distributeurs. La came agit sur le levier *l*, qui presse sur la tige *t* d'une soupape formant obturateur par le bas ou par sa surface annulaire supérieure, et qui tend, par l'action du ressort *r*, à obturer le passage vers le haut. Cette soupape est le distributeur auxiliaire qui détermine les mouvements du piston *p*, lié à la soupape de fermeture S de la tuyère (fig. 401). Le piston *p* est pressé par le ressort R, et obéit à son action lorsque la vapeur, qui se trouve d'une manière permanente dans la chambre A, est admise également sur la face supérieure par le conduit *b*. Pour soulever la soupape S, il faut permettre à la vapeur qui se trouve au-dessus du piston *p* de s'échapper (par exemple vers l'étage de pression suivant) par le conduit *c* ; c'est ce qui a lieu lorsque la tige du distributeur auxiliaire étant appuyée vers le bas, le conduit *a* est fermé, et le passage de *b* vers *c* ouvert.

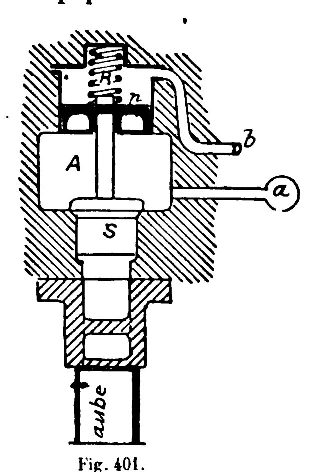


Fig. 401.

Les soupapes S, commandées comme il vient d'être dit, sont ouvertes ou fermées, sans pouvoir occuper une position intermédiaire; comme le réglage de la vitesse exige que la puissance varie d'une manière continue et d'aussi

peu qu'il le faut pour rester égale à la charge, la batterie de soupapes en comprend une qui est sous la dépendance directe du régulateur, et qui doit être entièrement ouverte avant que les autres ne soient influencées.

Le nombre de tuyères est assez grand pour que la turbine puisse fonctionner éventuellement sans condensation; il est évident que les tuyères, qui sont tracées pour déterminer un certain régime de pressions, fonctionnent alors d'une manière défectueuse. Les tracés sont faits en prévision d'une pression d'entrée de 10 à 11 kg. effectifs, et d'une contre-pression de 0,07 kg.

Il y a encore, comme dans toutes les turbines, une valve de sûreté qui ferme complètement l'arrivée de vapeur lorsque la vitesse dépasse de 10 à 15 0/0 la vitesse normale, ce qui ne peut se produire que par dérangement du système de réglage.

On peut aussi donner au manchon du régulateur une surcharge, par l'intermédiaire d'un ressort auxiliaire commandé par un petit moteur électrique, et faire varier de 2,5 0/0 le nombre de tours pour les besoins de l'accouplement en parallèle.

148. — *Résultats d'essais.* — Des essais, conduits en 1907 par MM. Wilson et Salter, sur une turbine de 1500 kw. à 1500 tours, ont donné les résultats suivants (1).

	Demi-charge.	Charge normale.	Charge normale.	Surcharge de 25 %.
Pression effective........ kg. par cm²	10.75	10.75	10.75	10.40
Température........................	195	198	241	264
Surchauffe..........................	9	12	55	79
Contre-pression abs...... kg. par cm²	0.012	0.029	0.029	0.033
Température de l'eau à l'entrée.......	1.7	1.7	1.7	1.7
— — à la sortie......	8.3	10.5	10.5	12.2
Consommation de vapeur par kw-heure.......................... kg.	8.800	7.711	7.212	6.895

La pompe de circulation et la pompe à air étaient commandées séparément, aucune déduction n'a été faite pour tenir compte de la force

(1) *Engg.*, 1907-2-375.

absorbée par cette commande; celle-ci, mesurée pour une turbine de 470 kw., a été trouvée de 1,8 kw. pour la pompe à air, et de 7,1 kw. pour la circulation, soit ensemble 1,90 % de la puissance.

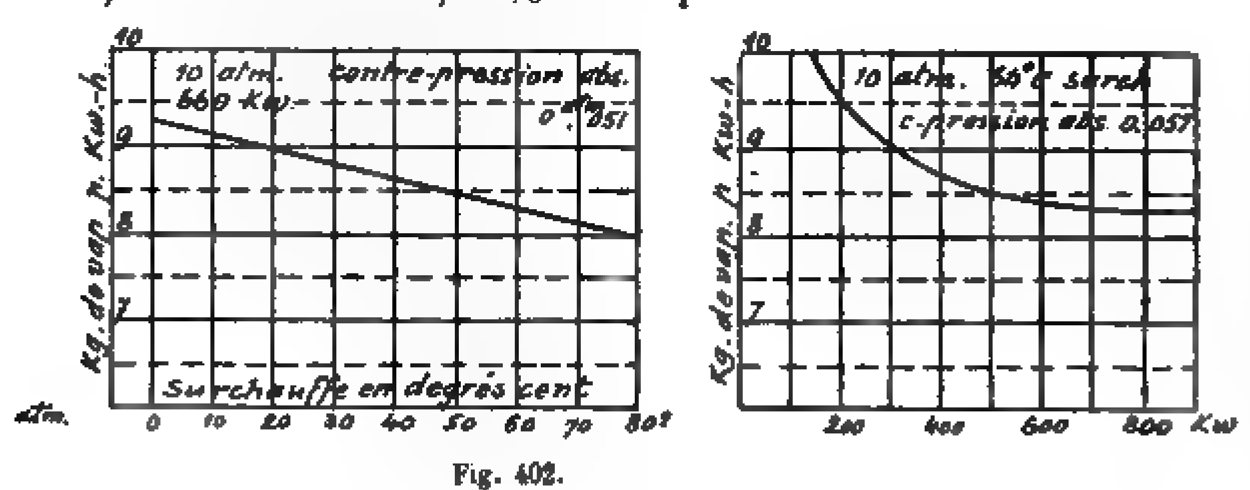


Fig. 402.

Des essais plus anciens, effectués sur une turbine de 500 kw., accusent l'influence du vide, de la surchauffe et du facteur de charge sur le rendement (fig. 402).

On donne, pour de grandes turbines Curtis de 9000 kw. établies à Chicago des consommations variant de 5,85 à 6,15 kg. par kw.-heure pour les puissances de 10,000 à 14,000 kw., la pression étant de 13 atm. environ, la température de 275°, et le vide de 98 % (1).

149. — *Observation sur le rendement des turbines à multiples chutes de vitesse* (2). — M. Rateau a été un des premiers à démontrer qu'il n'y a pas avantage à trop multiplier le nombre des chutes de vitesse, malgré la simplicité que présente ce moyen pour réduire la vitesse circonférentielle des roues.

Il faut remarquer, en effet, que les canaux courbes employés pour amener les veines de vapeur d'une roue à la suivante donnent lieu à des résistances analogues à celles des aubes mobiles, résistances qui se traduisent par une perte de vitesse. On peut tenir compte de cet effet

(1) Comme terme de comparaison, les machines à piston de 5,000 chevaux de la station Moabit, à Berlin, consomment par cheval indiqué et par heure 4 à 4,10 kg. (83 tours, 12 atm., 300°), et 6,56 par kw. (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1908, p. 988).

Les turbines Curtis sont très répandues dans la région méditerranéenne du midi de la France (v. le numéro de la *Revue électrique*, consacré à l'*Exposition d'électricité de Marseille*, 1908).

(2) *Considérations sur les Turbines à vapeur à chutes de vitesse*, par *A. Rateau* (Mémoires du *Congrès de Liège*, 1905, t. II).

par un tracé analogue à celui que M. Rateau applique à l'étude des turbines hydrauliques (2e fascicule) ainsi que des turbines à vapeur (3e fascicule, n° 143 bis). Les conclusions auxquelles on arrive dépendent naturellement du coefficient de perte qu'on admet, et qui porte, pour les roues, sur la vitesse relative, et pour les directrices, sur la vitesse absolue.

Si on suppose, par exemple, que ces vitesses sont réduites à 0,80 de leur valeur théorique, ce qui correspond sans doute aux circonstances les plus favorables (parois unies, courbures modérées), on trouve facilement, en employant la méthode graphique, le rendement de chacune des couronnes. Avec les angles de la figure 399 pour la turbine Curtis, et avec trois chutes de pression entre l'amont (11 kg. p. cm.) et l'aval (0,05 p. cm.), on trouve que la vitesse absolue au sortir des premières tuyères est

$$a_0 = 680 \text{ m.}$$

Lorsqu'on suppose que la vitesse circonférentielle est de 75 m. par seconde, on trouve que les couronnes utilisent respectivement 0,33, 0,134, et 0,026 de la puissance théorique due à la vitesse d'entrée, c'est-à-dire que la dernière couronne est d'un effet presque nul. En portant la vitesse circonférentielle à 100 mètres, ces facteurs deviennent 0,42, 0,137 et zéro; le rendement global est meilleur, mais la dernière couronne ne fait plus de travail. On en conclut qu'il ne faut pas adopter plus de deux chutes de vitesse dans le cas où il y a au moins trois chutes de pression. La conclusion reste la même pour deux chutes de pression, à la condition qu'on élève la vitesse circonférentielle, et c'est le cas des turbines décrites au n° 146.

La conclusion peut être différente quand il n'y a qu'une chute de pression (143); ainsi, pour la turbine Elektra à une seule roue fonctionnant dans les conditions de l'essai relaté au n° 145, on trouve, en adoptant un coefficient de réduction de vitesse de 0,80 tant pour les canaux fixes que pour ceux de la roue, et une perte d'énergie de 0,15 dans les premières tuyères, que les puissances recueillies dans chacun des passages sont respectivement 0,21, 0,108 et 0,036 de la puissance théorique, le quatrième passage ne donnant pas d'effet. Le rendement

total indiqué obtenu de cette manière pour l'ensemble s'accorde bien avec le résultat de l'expérience (0,31 pour le rendement effectif). Il suffirait donc ici de trois chutes de vitesse.

§ III

Turbines d'impulsion multicellulaires.

150. — *Caractères généraux.* — Le prototype de ces turbines est celle que M. Rateau a fait breveter en 1898; elle comporte en principe un nombre d'étages de pression notablement plus élevé que celles décrites dans le paragraphe II, et tel que le rapport entre les pressions d'aval et d'amont de chaque distributeur soit supérieur à la valeur critique qui est d'environ 0,58 (1) .

L'injection est partielle aux premières roues, ce qui permet de leur donner un grand diamètre et d'abaisser le nombre de tours ; au fur et à mesure que la vapeur se détend, elle demande, à vitesse d'écoulement égale, des sections de plus en plus grandes ; cette augmentation de section est obtenue par plusieurs moyens, qu'on emploie ensemble ou isolément, à savoir :

1° L'augmentation des secteurs d'injection ;

2° L'augmentation de la largeur radiale des couronnes ;

3° L'augmentation du diamètre ;

4° L'augmentation des angles d'entrée et de sortie des directrices et des aubes.

On use surtout du dernier moyen pour les dernières roues d'une série, lorsqu'on a tiré des deux premiers tout ce qu'ils peuvent donner.

(1) On trouve facilement que cette condition est réalisée, du moins pour la vapeur saturée, lorsque le nombre des chutes n est choisi par la formule

$$n = \frac{1}{\log 0.58} \log \frac{p_2}{p_1}$$

p_1 et p_2 représentant la pression d'amont et celle du condenseur, respectivement.

Dans les turbines Rateau construites d'abord par Sautter Harlé et C[ie], les ateliers d'Œrlikon et d'autres concessionnaires, les roues étaient formées de disques en tôle emboutie rivés sur les moyeux ; les aubes, en tôle étampée, étaient rivées sur le bord retroussé du disque La turbine comprenait souvent deux corps à diamètres étagés, c'est-à-dire une chambre à haute pression et une chambre à pression plus basse. Aujourd'hui, il y a une tendance à diminuer le nombre des étages, ce qui permet de n'employer qu'un seul corps avec un arbre de longueur assez réduite. Les roues sont le plus souvent en acier forgé, d'une seule pièce avec le moyeu ; les aubes sont en acier, fraisées au profil voulu.

Les organes de réglage comprennent toujours une soupape à double siège, ou une autre forme d'obturateur équilibré, manœuvré par le régulateur, soit directement, soit par servo-moteur à huile sous pression. Une autre soupape, dite de pare-emballement, est placée en amont de la précédente ; elle peut être ouverte et fermée à la main comme un modérateur ordinaire, mais elle est disposée en outre pour se fermer brusquement par l'action d'un ressort, d'un piston à huile ou à vapeur, lorsque la vitesse de régime est dépassée de 10 à 15 0/0.

Les détails varient un peu d'après les constructeurs, mais ils ont une tendance à s'uniformiser. Les turbines sont toujours horizontales, et se font pour toutes les puissances à partir de 250 chevaux.

La turbine Zoelly, beaucoup plus récente, construite par la maison Escher Wyss et C[ie] de Zurich, et par différents concessionnaires, a pris aussi un grand développement. Elle est pratiquement identique à celle de Rateau.

151. — *Turbine Rateau* — Nous choisirons comme exemple le type construit actuellement par les Ateliers d'Oerlikon.

Comme l'indique la figure schématique 403 (1), le corps de la turbine est partagé en un certain nombre de cellules : il y en a 11 dans l'exemple choisi (il s'en trouvait jusqu'à 24 ou plus dans les turbines à deux

(1) Les figures 403 à 405 sont extraites de *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen*, 1908, n° 19, à qui cette description est en grande partie empruntée. On trouvera un type très caractéristique de turbine Rateau proprement dite dans celles de 5.000 kw. de la Centrale de Greenwich (*Engg.*, 1911-1-40).

corps du début). Chaque cellule renferme une roue ; l'arbre renflé au milieu passe dans tous les moyeux contigus, et les diaphragmes sont alésés au centre de manière à laisser passer les moyeux avec un jeu suffisant ; il en résulte évidemment des fuites, mais leur importance est réduite par le fait que la section libre des jeux n'est qu'une faible fraction de la section des orifices d'injection.

L'enveloppe est divisée en deux par un joint diamétral horizontal ; les socles des paliers sont venus de fonte avec la moitié inférieure de l'enveloppe, et toutes les tubulures sont portées par elle, ce qui n'oblige pas à les démonter lorsqu'on veut ouvrir la turbine. Pour équilibrer la poussée axiale dans la faible mesure où elle se produit par le changement de vitesse axiale sur les roues, il y a à l'extrémité de l'arbre, du côté de l'entrée, un palier de butée à cannelures abondamment lubrifié. L'arbre traverse les fonds de l'enveloppe par des garnitures en labyrinthe disposées de manière à ne pas être affectées par de légers mouvements longitudinaux.

Canaux distributeurs. — Les cellules sont réparties en groupes ; il y a deux de ces groupes dans la figure 403, et ils ont des roues de même diamètre : il peut y en avoir un plus grand nombre, avec des diamètres croissants. Dans chaque groupe, le secteur sur lequel se fait l'injection est constant, on augmente la largeur radiale des couronnes de manière à obtenir la section nécessaire au fur et à mesure que progresse la détente. Lorsque cette largeur est arrivée à sa limite pratique, le groupe est terminé, et on augmente fortement le secteur d'injection du groupe suivant, ce qui permet de réduire la largeur radiale pour les premières cellules de ce groupe ; cette largeur augmente ensuite comme pour le groupe précédent, et ainsi de suite. Pour le dernier groupe l'injection a ordinairement lieu sur tout le pourtour.

D'après M. Rateau, la vitesse absolue conservée par la vapeur quittant les roues reste acquise en grande partie à la chute suivante ; cet ingénieur admet, dans ses calculs, que la perte de force vive entre une roue et le distributeur suivant est égale au quart de la force vive du fluide quittant la roue. Pour la dernière roue du groupe, la vapeur débouche dans une chambre plus large, nécessaire pour augmenter le

développement de l'arc sur lequel se fait l'injection, et la vitesse de sortie est par conséquent éteinte par les tourbillonnements.

Fig. 403.

Les diaphragmes sont en deux pièces, jointes au diamètre horizontal ; ils sont en fonte d'acier, tournés sur les deux faces afin de réduire

le frottement de la vapeur ; ils ont un bord élargi, qui détermine leur espacement, et sont serrés l'un contre l'autre dans l'enveloppe.

Roues et aubes. — Les aubes, en acier au nickel, sont taillées et engagées à queue d'aronde, avec les entretoises de même forme, dans une rainure creusée à la circonférence de la roue (fig. 404 A-B-C) ; l'introduction de ces pièces se fait par une ouverture aussi large que le fond de la gorge, pratiquée en un point de la jante, et qui est fermée après coup par une pièce de remplissage rivée. On place aussi des rivets de distance en distance à travers les joues et les blocs d'entretoisement. La figure C indique un mode de construction un peu différent.

Ces roues sont en fer homogène Siemens-Martin, tirées de plaques obtenues par laminage, et tournées suivant le profil d'égale résistance, avec des épaisseurs qui donnent au coefficient de sécurité, calculé sur la résistance à la rupture, une valeur de 5 à 7.

Fig. 404.

Réglage. — Le système de réglage est spécial aux Ateliers d'Oerlikon. La soupape *a* (fig. 405), qui sert à l'arrêt en cas d'emballement, est manœuvrée par le piston *e* qui se meut dans un cylindre placé sous la dépendance du régulateur. Le réglage proprement dit se fait par le piston équilibré *b*, que commande également le régulateur.

Supposons la turbine à l'arrêt ; la mise en train a lieu en ouvrant

la soupape u, qui donne à la vapeur un passage latéral, et lui permet de contourner la soupape principale a. Lorsque la turbine atteint sa vitesse normale, le régulateur r, commandé par m et n, se soulève et manœuvre le piston de réglage b. On ouvre alors la petite soupape v, qui permet à l'huile sous pression distribuée par le tiroir y de soulever le piston e et d'ouvrir la soupape principale a. On peut alors fermer définitivement la soupape u.

Fig. 405.

La course du manchon nécessaire pour le réglage est h, mais on lui donne une course H plus grande ; le déplacement supplémentaire H-h ne se produit que lorsque la vitesse continue à augmenter (si b était arrêté par un frottement, par exemple). Dans ce cas, le distributeur y prend une position telle qu'il établit la pression de l'huile sur la face supérieure du piston e en même temps qu'il ouvre l'échappement de la face inférieure; la soupape d'arrêt se ferme.

Après cette fermeture, qui est hermétique, la turbine se ralentit, le

régulateur descend et commence par remettre le distributeur *y* dans sa position, ce qui détermine l'ouverture de la soupape *a* et rétablit la marche normale.

La pompe à huile *i*, qui dessert à la fois les paliers de l'arbre et le distributeur *y*, est actionnée par l'arbre du régulateur.

Le ressort f_1 sert à modifier la charge du manchon quand on veut changer le nombre de tours, il peut être commandé du tableau de distribution par un petit électro-moteur.

En cas de dérangement de la pompe *i*, ou bien si la pression de l'huile venait à tomber par suite d'une cause quelconque, le piston *e*, n'étant plus soutenu, obéirait au ressort f_1, qui fermerait la soupape d'arrêt de sûreté *a*. Le dispositif adopté présente donc toute sécurité pour le cas où le graissage serait en défaut. Pour arrêter la turbine, la soupape *v* est disposée comme obturateur à deux voies; en la faisant tourner de 90°, elle permet l'échappement de l'huile de la face inférieure du piston *e* vers l'extérieur, et la soupape *a* se ferme par la pression du ressort f_1.

152. — *Détails divers; autres systèmes de construction* (1). — Pour que les deux faces des roues soient soumises à la même pression, les disques sont percés d'un certain nombre de trous circulaires. Chaque roue est essayée à une vitesse qui dépasse de 50 0/0 celle de régime ; on les équilibre statiquement après qu'elles sont terminées, en forant des trous en des endroits bien choisis.

Dans le système de construction de Fraser et Chalmers, les roues sont formées de deux disques en tôle légèrement coniques et convergents rivés sur l'âme du plateau en acier doux claveté sur l'arbre. Dans la pratique de ces constructeurs, le pas des aubes est d'environ 0,5 de leur longueur axiale ; les angles d'entrée et de sortie sont de 30°. Les diaphragmes sont des pièces coulées à nervures rendues lisses par l'application de tôles unies ; l'ouverture centrale est garnie d'un alliage (bronze au plomb), et creusée de quelques rainures circu-

(1) Turbine Rateau de Fraser et Chalmers, *Engg.*, 1908-1-639.
— Rateau-Oerlikon du Laboratoire de Dantzig (*Z. des V. D. I.*, 1904, p. 1,530).
— Rateau des ateliers *Skodawerke*, à Pilsen (*id.*, 1907, p. 416).
— *Halmilton-Holzwarth* (*id.*, 1905, p. 117).

laires pour diminuer la fuite en créant des pertes de charge. Le jeu sur le pourtour des moyeux des roues est très réduit et varie de 0,1 à 0,2 mm à la première roue, jusqu'à 0,5 mm à la dernière. Le jeu entre les directrices et les aubes est de 3 mm., il est de 5 mm. entre le bord de sortie des aubes et les directrices suivantes. Les directrices sont en tôle de bronze ; elles sont réunies en forme de casiers qui sont insérés dans des vides ménagés dans les diaphragmes.

Les boites étanches des turbines Fraser et Chalmers sont du même système que celui employé par M. Rateau ; elles ont pour objet, du côté de la haute pression, d'empêcher une fuite de vapeur vers l'extérieur, et, du côté opposé, d'empêcher une rentrée d'air. Chacune d'elles consiste d'abord en un joint à labyrinthe intérieur, composé de deux anneaux à section U, dont les branches sont parallèles à l'axe de rotation ; l'une de ces garnitures est fixée sur l'arbre et tourne avec lui ; l'autre, engagée dans la première, est fixe, et portée par le couvercle de la chambre. Le passage de la vapeur ou de l'air entre les branches de ces garnitures est très contrarié ; ces branches sont d'ailleurs creusées de rainures circulaires, et les jeux sont très réduits. A l'extérieur de ce labyrinthe, la garniture fixe se prolonge autour de l'arbre, et forme une chambre analogue à celle d'un presse-étoupe métallique ordinaire. Dans cette chambre sont placés deux cercles composés de plusieurs segments, faits en bronze au plomb, légèrement serrés autour de l'arbre au moyen de ceintures élastiques (ressorts à boudin) qui les entourent.

Les boîtes de ce genre permettent un certain jeu axial sans perdre leur étanchéité.

La vitesse circonférentielle admise détermine la vitesse de la vapeur et, par conséquent, le nombre des chutes de pression ; cette vitesse est, par exemple de 90 mètres par seconde pour la première série, et atteint 120 mètres pour les roues plus grandes qui sont du côté de l'échappement.

Valve de surcharge. — Presque toujours, les turbines de tous systèmes sont munies d'une prise supplémentaire (*by-pass*), qu'on peut ouvrir pour admettre la vapeur dans une section intermédiaire

lorsque la charge est augmentée momentanément au delà de la puissance normale. Il en résulte un fonctionnement moins économique, mais on peut ainsi accroître la puissance d'une manière notable. Cette disposition permet aussi, dans le cas où le condenseur est désemparé, de développer temporairement la même puissance avec échappement à l'air libre. La valve d'admission supplémentaire peut être à commande automatique ; elle s'ouvre lorsque la pression en aval de la soupape de réglage atteint une certaine valeur.

153. — *Turbine Zoelly.* — Ainsi que nous l'avons dit plus haut, cette turbine ne diffère pas de la turbine Rateau quant à ses principes fondamentaux ; nous en décrirons cependant un spécimen, en nous arrêtant surtout à certains détails de construction et aux appareils de réglage.

Les figures 406 et 406 *bis* (1) représentent, en coupe longitudinale, une turbine de ce système, construite par Mather et Platt, pour développer 850 kw, à la vitesse de 1500 tours par minute. La vapeur ayant franchi successivement la valve d'arrêt et la soupape dépendant du régulateur, arrive dans le conduit annulaire A, qui fait corps avec l'enveloppe de la turbine, du côté gauche de la figure. Les tuyères sont réparties en deux secteurs aux extrémités d'un même diamètre ; le développement de ces secteurs augmente ici progressivement d'un compartiment au suivant. Dans cette partie de la turbine, les roues ont le même diamètre, et la largeur des canaux dans le sens du rayon ne commence à augmenter que lorsque l'injection est complète. Pour trouver ensuite la section de plus en plus grande pour écouler le débit, on augmente le diamètre de la seconde série de roues, en même temps que la largeur radiale des aubes ; celle-ci augmente rapidement, comme on le voit à droite de la figure, du côté de la décharge E au condenseur.

L'enveloppe est en deux pièces séparées par un joint horizontal passant par l'axe. L'arbre, commun à toutes les roues, traverse les fonds par les chambres étanches B, et se prolonge de chaque côté pour être supporté par les paliers fixes P P′. A la suite du palier P′ se trouve un

(1) D'après *Engineering*, 1908-2-1.

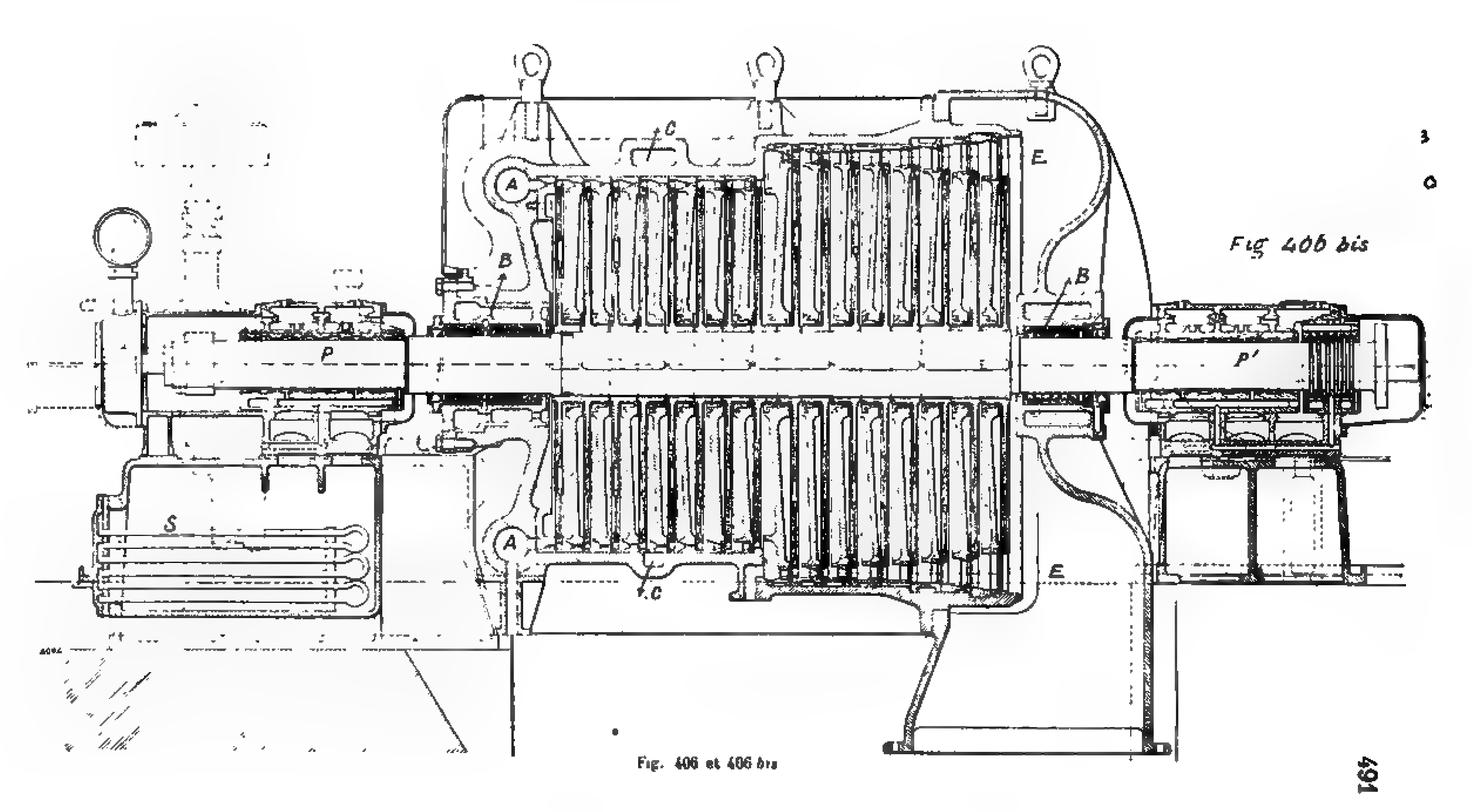


Fig. 406 et 406 bis

palier de butée, qui sert à régler exactement les jeux entre les directrices et les roues, et à assurer la position de l'arbre dans le sens de l'axe.

Les diaphragmes qui séparent les chambres ont à résister à une différence de pression assez forte pour les premiers compartiments, mais qui décroît rapidement vers l'aval ; ils sont en fonte, légèrement bombés, et sont percés au centre d'une ouverture assez large pour laisser passer avec le jeu nécessaire les moyeux des roues. Ces cloisons sont munies d'une jante élargie, tournée avec précision, qui sert à les maintenir à distance ; elles sont divisées en deux par un plan diamétral, et les moitiés reposent l'une sur l'autre par des brides dressées, qui ne sont assemblées que provisoirement pour le tournage.

Les directrices sont formées de tôles de 3 mm d'épaisseur, cintrées suivant le profil voulu, et noyées dans la fonte par les bords ; elles sont espacées de 50 mm suivant la circonférence, et n'ont que 10 mm dans le sens du rayon pour les premières roues. L'angle d'injection est de 20 degrés.

La prise de vapeur pour la marche en surcharge se fait par le canal annulaire C, qui communique avec la quatrième chambre par des trous pratiqués dans la jante du diaphragme correspondant.

Roues, aubes, boîtes étanches, lubrification.— Les roues, en acier au nickel à 5 0/0, sont tournées et polies pour donner moins de frottement dans la vapeur; elles sont percées de six trous circulaires renforcés sur les bords, trous dont la fonction est d'égaliser rapidement la pression sur les deux faces. Les moyeux sont juxtaposés et serrés entre un épaulement de l'arbre à l'extrémité de basse pression, et une bague filetée appuyant sur le premier moyeu. Pour faciliter le calage, les diamètres de l'arbre sont échelonnés par groupes de trois ou quatre roues.

Les aubes sont en tôle d'acier, cintrées suivant des surfaces cylindriques; elles sont entaillées à la base (fig. 407), et maintenues à distance au moyen de petits blocs en acier B, puis insérées dans une rainure du plateau, et recouvertes d'un anneau fixé au moyen de rivets (fig. 408). Les blocs B forment, par leur face comprise entre deux aubes successives, l'une des parois qui limitent les canaux; cette paroi est inclinée

de manière à élargir les veines à la sortie. Il est à remarquer, en effet, que les aubes de la turbine Zoelly ne sont pas symétriques, comme dans la plupart des turbines d'action, c'est-à-dire que l'angle de sortie est plus petit que l'angle d'entrée. Les aubes sont terminées sur la meule, tant pour la face concave que pour le dos, ce qui explique l'existence de l'arête *a b*. Pour les longues aubes des roues à basse pression, l'épaisseur diminue graduellement depuis la racine jusqu'au bout. Il n'y a pas de couronne rapportée à la circonférence.

La largeur des aubes dans le sens axial est de 22 à 25 mm, leur

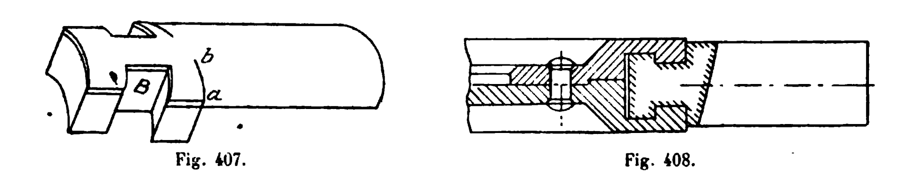


Fig. 407. Fig. 408.

longueur suivant le rayon varie de 16 à 200 mm. Le jeu entre les directrices et les aubes est de 3 mm, ainsi que l'espace libre entre le bout des aubes et la paroi interne des chambres dans lesquelles elles tournent. L'arête d'entrée des aubes est plus large que l'arête de sortie des directrices, ce qui permet de recueillir la totalité de la veine.

Les fuites ne peuvent se produire d'une chambre à l'autre qu'au centre des diaphragmes. Ceux-ci sont garnis d'une boîte en bronze creusée de rainures circulaires ; le jeu entre la boîte et le moyeu est d'environ 1 mm.

Les roues sont équilibrées statiquement avant d'être garnies de leurs aubes ; elles sont équilibrées de nouveau après achèvement ; les corrections nécessaires sont faites en retouchant la jante à la lime aux points voulus.

Les boîtes étanches que traverse l'arbre sont du même genre que celles employées par M. Rateau. L'une d'elles est représentée dans la figure 406 *bis* ; elle comprend un certain nombre d'anneaux en bronze au plomb, formés chacun de deux moitiés qui s'ajustent exactement au pourtour de l'arbre, et qui sont maintenues légèrement serrées au moyen d'un ressort à boudin enroulé à l'extérieur de l'anneau, lequel est creusé

en gorge. Ces anneaux sont séparés par des bagues à section L, qui servent à masquer les joints ; tout l'ensemble est maintenu par un couvercle *c*. Les branches des bagues interposées entre les anneaux s'arrêtent à une certaine distance de l'arbre, et y laissent autant de rainures circulaires. De l'eau est introduite en un point de cette garniture à l'endroit où se trouve une bague en U ; elle sert à la fois de lubrifiant et de bourrage, la vapeur qu'elle condense est recueillie dans une cavité du couvercle, et s'écoule par un tuyau de purge.

La garniture est elle-même insérée dans une chambre ménagée au centre du couvercle, et dont la paroi est entourée d'une circulation d'eau froide *e*. On remarquera que toutes les pièces remplissant la boite sont fixes et que les anneaux tendent à s'échauffer en frottant sur l'arbre, ce qui explique les précautions prises pour prévenir l'élévation de température.

Les paliers sont à lubrification forcée ; la partie inférieure du coussinet est creuse et refroidie par l'eau. Chacun des paliers doit donc être relié à quatre canalisations distinctes (arrivée et départ de l'huile et de l'eau). L'huile est refoulée par une petite pompe horizontale à trois pistons, actionnée par un court arbre vertical commandé par une vis tangente qui se trouve à l'extrémité de l'arbre de la turbine ; le lubrifiant est ramené des coussinets dans une bâche qui se trouve représentée à gauche de la figure 406, et qui forme le socle de l'un des paliers ; il est refroidi par un serpentin S, composé de 48 éléments, dans lequel l'eau circule en remontant dans une série de tubes en cuivre, et redescend dans la série suivante.

Réglage. — La canalisation émerge du sous-sol par un branchement vertical fixé sur la bride V (fig. 409) ; la vapeur passe ensuite par la soupape obturatrice et par celle de réglage, et arrive à la bride B fixée sur le fond de la turbine, un peu en dessous de l'axe.

La soupape obturatrice S est disposée pour se fermer automatiquement par l'action d'un régulateur en cas d'emballement, tandis que la soupape de réglage est déplacée par le régulateur principal (dans les types construits sur le continent, le régulateur agit plus souvent sur le distributeur d'un servo-moteur).

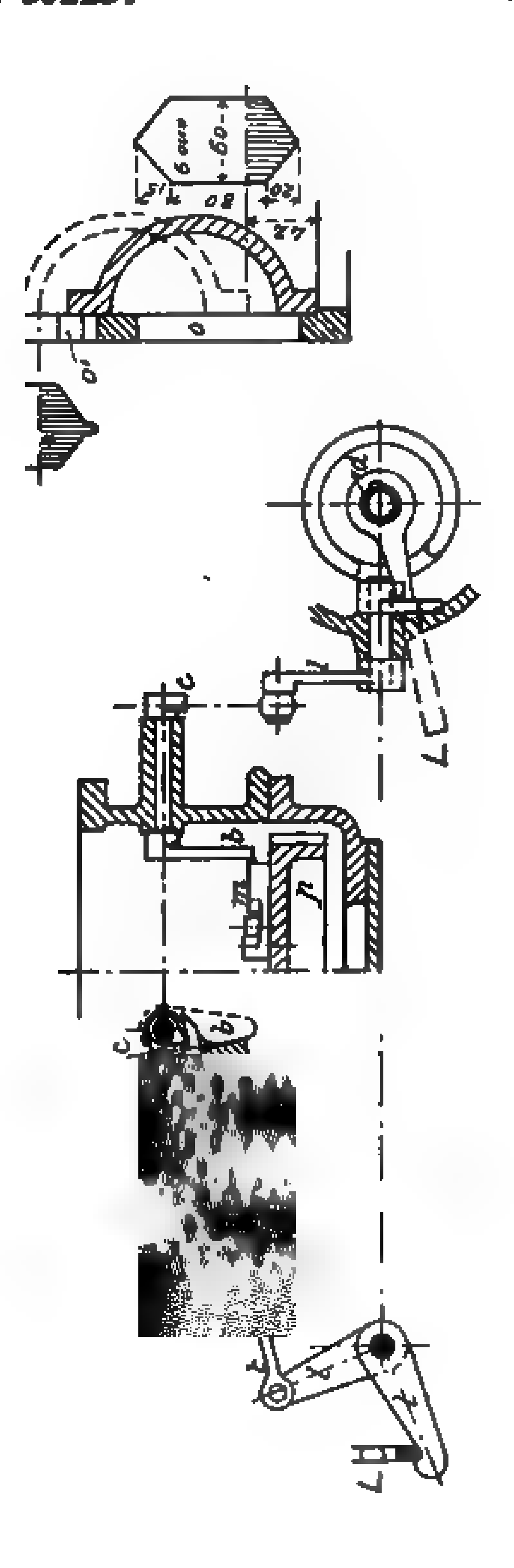


Fig. 409.

Nous abrégerons la description en renvoyant à la légende de la figure 409 :

Légende de la figure 409.

S, soupape obturatrice du genre piston, dont l'étanchéité est assurée à fond de course par un siège conique étroit. Cette soupape est en réalité un peu plus compliquée que ne l'indique la figure, en ce sens qu'elle est munie d'une petite soupape centrale intérieure (non représentée), qui s'ouvre par le mouvement initial de la tige, et qui a pour effet d'équilibrer la soupape principale.

TT, tige qui commande la soupape S pour l'ouverture ou pour la fermeture.

f, ressort de choc qui se comprime lors de la fermeture brusque, afin d'empêcher que la soupape S ne frappe trop violemment son siège.

d, clavette qui glisse dans une rainure du couvercle C, et qui empêche la tige T de tourner.

R, ressort de fermeture de la soupape.

v, volant qui sert à actionner la roue *r*, dont le moyeu est fileté intérieurement ; cette roue, qui ne peut se déplacer axialement, entraîne le manchon M, dont la rotation est empêchée par une coulisse intérieure qui s'engage sur une clavette (non représentée) de la tige T.

d, fourreau interposé entre une cloison intérieure du manchon M et le plateau sur lequel presse le ressort de fermeture R.

L, levier qui permet de donner au fourreau *d* un mouvement angulaire ; l'extrémité de droite du fourreau, qui presse contre la cloison du manchon M, est découpée d'encoches dans le sens des génératrices, et il en est de même de la cloison. Lorsque, par la rotation du levier L, les parties pleines du fourreau *d* sont amenées en regard des encoches du manchon, le fourreau pénètre à l'intérieur de celui-ci, et le ressort R détermine la fermeture brusque de la soupape. Celle-ci peut être ouverte à nouveau en ramenant le manchon M au fond de sa course vers la droite, et en remettant le levier L dans sa position, puis en agissant sur le volant *v* pour ramener le manchon M vers la gauche.

E, soupape équilibrée commandée par une tige actionnée au point *i* par le régulateur. Celui-ci, du type à ressorts, est à arbre vertical, commandé de l'arbre de la turbine par roues hélicoïdales qui réduisent sa vitesse à 300 tours par minute.

La soupape, lorsqu'elle est à fond de course, a un certain recouvrement par rapport à ses orifices *oo'*, et elle repose par son bord inférieur sur un siège conique très étroit. Les ouvertures *oo'* sont terminées en pointe, afin de rendre le réglage progressif (nº 113) ; lorsque la soupape descend et ferme déjà complètement les lumières *o*, les lumières *o'* laissent encore passer un peu de vapeur à cause de leur forme particulière, ce qui permet le réglage lorsque la turbine est à peu près entièrement déchargée. Pour diminuer la

résistance à vaincre par le régulateur, la tige n'a pas de bourrage, la fuite s'écoule sous forme d'eau de condensation par le petit tuyau *e*.

p, plateau horizontal entraîné par la partie inférieure de l'arbre du régulateur sur laquelle il est calé.

m, masse articulée sur le plateau, sollicitée par la force centrifuge et par un ressort antagoniste.

b, bras atteint par la masse *m* lorsque la vitesse du plateau *p* dépasse 345 tours par minute.

c, cliquet engagé dans une encoche de la tige *t*, qui maintient comprimé le ressort *r* ; lorsque, par l'action du régulateur *m* sur le bras *b*, ce cliquet se dégage de l'encoche, le ressort *r* se détend, et par l'intermédiaire des leviers *ll*, soulève le levier L, ce qui a pour effet, comme on l'a vu précédemment, de fermer brusquement la soupape d'arrêt S (1).

Les turbines Zoelly construites par la Société Escher Wyss et Cie sont à 3000 tours avec 8 étages de pression jusqu'à 5000 kw., à 1500 tours et 12 cellules, puis 1000 tours et 16 étages pour des puissances plus élevées. Pour les turbines à 3000 tours, l'arbre est flexible, c'est-à-dire que sa première vitesse critique est inférieure à ce chiffre, tandis que pour les types plus lents la vitesse de fonctionnement est inférieure à la vitesse critique (voir Ch. IV plus loin).

La figure 409[1] caractérise le mode de construction de l'élément ; les roues ne portent pas sur l'arbre, afin d'éviter le calage par la rouille ; elles sont serrées entre des anneaux qui les maintiennent à distance. Les diaphragmes en fonte portent dans leur ouverture centrale des segments en cuivre encastrés dans des rainures et terminés en biseau vers l'intérieur.

Fig. 409[1].

(1) Les détails donnés se rapportent à la turbine Zoelly de Mather et Platt ; voir, pour une autre construction, le type décrit dans *Zeitschrift des V. D. I.*, 1908, p. 148 et 1429.

M. Zoelly fait remarquer que la vapeur s'échappant des directrices forme un hyperboloïde à une nappe qui prend une divergence assez rapide, ce qui a pour effet de demander des aubes de longueur radiale

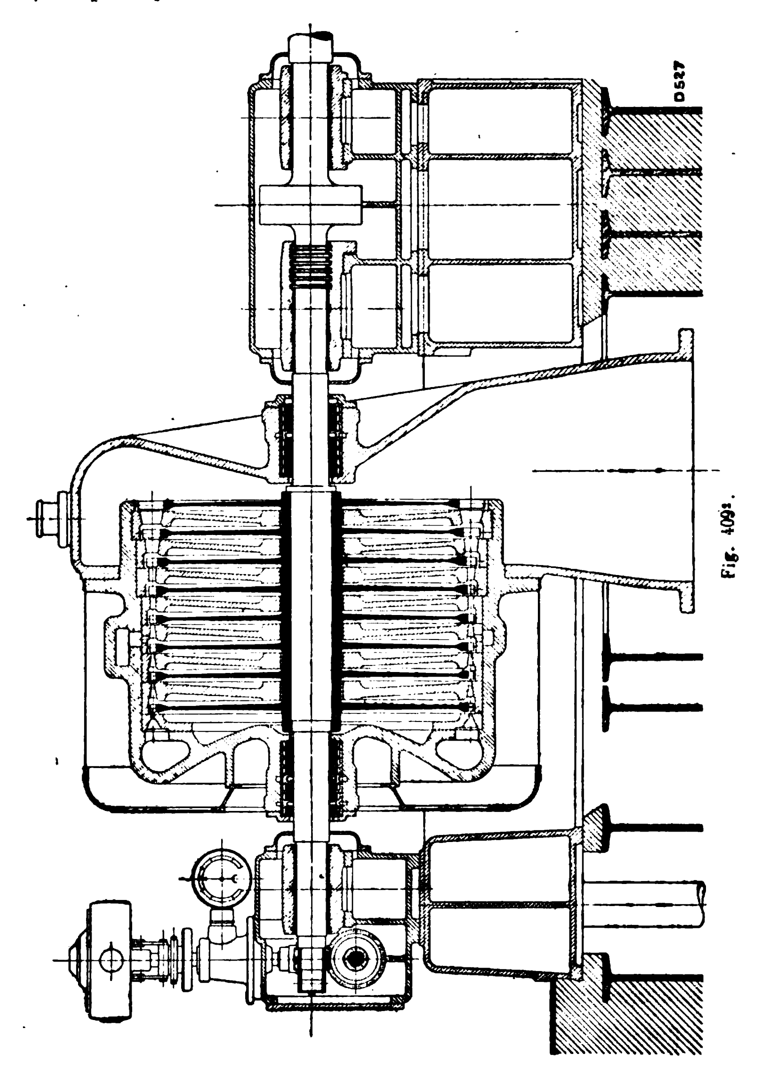


Fig. 409^{3}.

plus grande ; il combat cette divergence en disposant les canaux distributeurs de manière à diriger les jets vers l'intérieur du cylindre moyen.

Les anneaux métalliques des boites sont remplacés par des cercles en

carbone graphiteux divisés en trois segments serrés sur l'arbre au moyen d'un ressort ; cette matière n'exige aucun graissage et donne à l'arbre un beau poli.

Les figures 409^2 et 409^3 (1) représentent dans leurs dispositions essentielles la turbine à 3000 tours. Le servo-moteur est alimenté par de l'huile

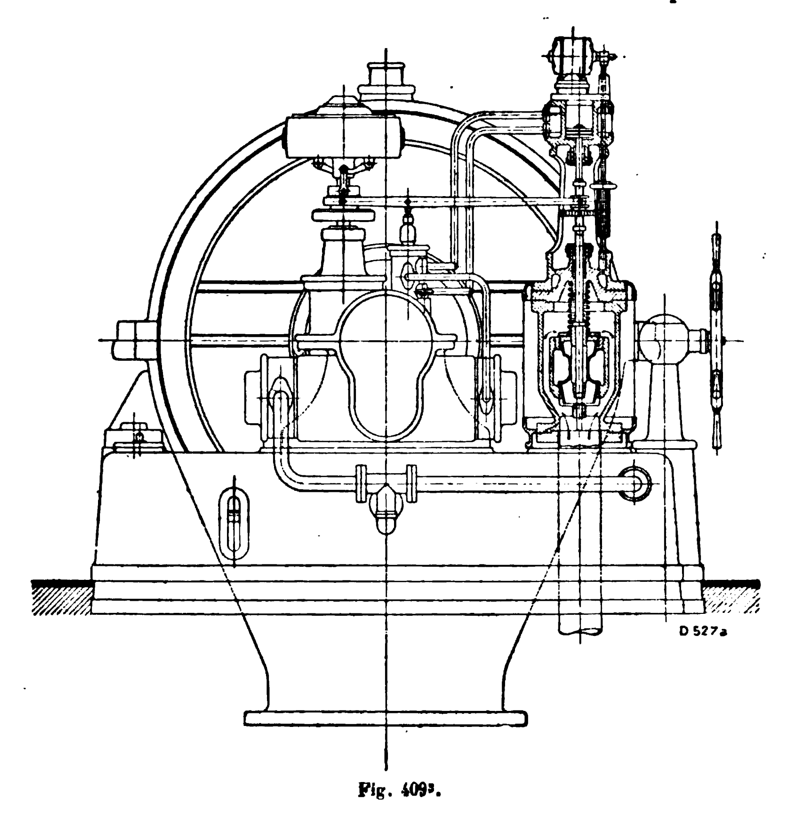


Fig. 409^3.

à 5 ou 6 atmosphères de pression qui commande la soupape de réglage équilibrée ; lorsque, par suite d'un dérangement, la pression s'abaisse en dessous d'un certain minimum, la soupape est ramenée à la fermeture par l'action d'un ressort, afin d'éviter l'emballement. Le nombre de tours normal peut être changé en modifiant le point d'attache du levier de réglage sur la tige de piston du servo-moteur. Le régulateur

(1) Les figures nous ont été communiquées par M. Zoelly.

de pare-emballement n'agit pas sur le modérateur, comme dans la généralité des turbines, mais sur la soupape de réglage, qu'il ramène à la fermeture en faisant tomber la pression de l'huile du circuit.

Courbes de consommation. — Le diagramme (fig. 410) résume les résultats d'essai d'une turbine Zoelly de 5000 kw. à 1500 tours établie à l'usine de Merxem de la Société d'Électricité de l'Escaut, il peut servir à caractériser les turbines d'action multicellulaires. Les abscisses

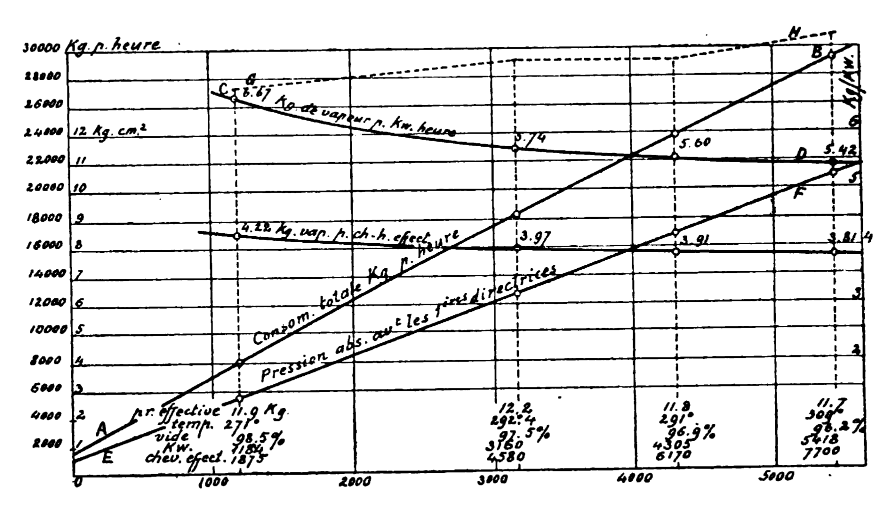


Fig. 410.

représentent la puissance électrique utile; les ordonnées de la ligne A B représentent, à une certaine échelle, la consommation totale par heure sous différentes charges. Ces ordonnées, divisées par les abscisses, donnent la courbe CD des consommations par kilowatt-heure. Enfin, la courbe E F donne la pression de la vapeur à l'admission dans le premier distributeur; G H donne la température au même point. Dans ces essais, la pression effective avant le passage par la soupape régulatrice était de 12 kilogrammes par cm².

On remarque que la ligne A B est une droite, résultat qu'on trouve dans presque toutes les turbines, et qui est l'extension à ces machines de la loi de Willans (56); il en résulte que la consommation totale peut

s'exprimer par la dépense à vide augmentée d'une quantité proportionnelle à la charge [1].

154. — *Turbines multicellulaires comprenant une roue à chutes de vitesse.* — Dans les turbines multicellulaires proprement dites, la pression assez élevée qui s'établit dans la première cellule et qui règne sur le couvercle est un inconvénient ; avec 8 roues, cette pression atteint

Fig. 410.

à peu près la moitié de celle d'admission, et demande une boîte particulièrement soignée au point de vue de l'étanchéité. On peut la réduire en adoptant une première chute de pression notablement plus forte ; la vitesse étant beaucoup plus grande, il faut, pour l'utiliser, munir la première roue de deux couronnes d'aubes.

(1) Les résultats de consommation que nous donnons pour différentes turbines n'ont qu'une valeur relative, et ne peuvent servir à classer ces machines. Les essais ne sont pas faits dans les mêmes conditions de pression, de température et de vide, et les résultats sont rapportés à la puissance électrique, qui fait entrer en ligne de compte un facteur étranger à la turbine.

On obtient ainsi un système qui est une combinaison de la turbine Curtis et de la multicellulaire ; la Société A. E. G. de Berlin l'emploie

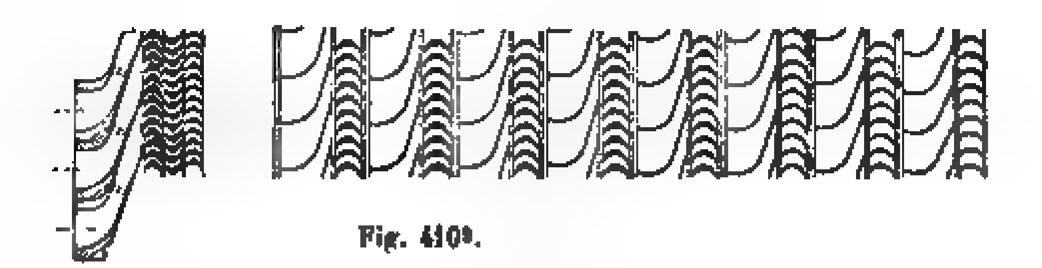


Fig. 410².

pour les grandes puissances (2000 à 6000 kw. avec 1500 tours, au-dessus de 6000 kw. avec 1000 tours pour la commande des alternateurs à 50 périodes) ; l'une de ces machines est représentée par la figure 410¹, tandis que la figure 410² donne à plus grande échelle la disposition des aubages.

La turbine Bergmann (fig. 410³), construite par les anciens ateliers Van den Kerchove, ne diffère de la précédente que par les détails. Pour une pression absolue initiale de **10** atmosphères, les premières tuyères, qui sont convergentes-divergentes, abaissent la pression à **2** atmosphères environ ; la vitesse engendrée est d'environ **900** mètres, tandis que pour

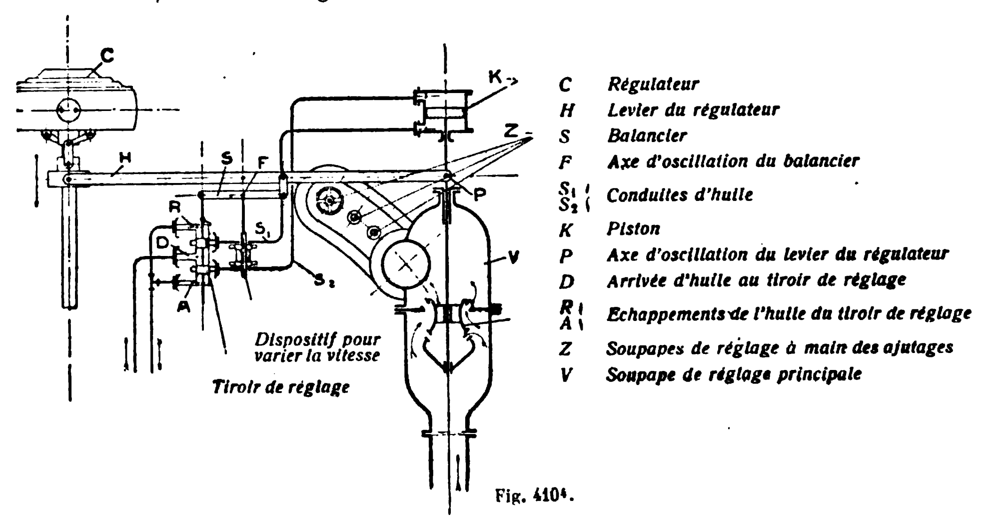


Fig. 410⁴.

les directrices suivantes qui aliment les roues à aubage simple, cette vitesse est réduite à 350 mètres environ.

Le régulateur de la turbine Bergmann (fig. 410⁴) est à étranglement; la soupape équilibrée est commandée par un servo-moteur ordinaire. Toutefois, on réduit la perte de pression à faible charge en supprimant entièrement un certain nombre de tuyères qui sont isolées dans deux ou trois compartiments commandés par les soupapes à main Z.

On peut changer dans une certaine mesure la vitesse de régime, ce qui est utile pour la mise en parallèle ; cet effet est obtenu ici d'une façon ingénieuse en modifiant à la main (ou à distance par une manœuvre du tableau) la position du pivot F, ce qui change la position du tiroir du servo-moteur, et par conséquent la relation entre les positions du régulateur et de la soupape de réglage.

CHAPITRE II

Turbines à réaction

---

§ Ier.

Caractères généraux.

155. — Ces turbines, dues à Parsons, sont construites par différents concessionnaires, et ne diffèrent souvent que par des détails secondaires [1].

La vapeur arrivant de la canalisation passe par une valve d'arrêt à fermeture automatique en cas d'emballement, puis par une soupape régulatrice. Dans les types de Parsons, Brush, Brown-Boveri, cette soupape de réglage admet la vapeur par pulsations (150 à 200 par minute), le régulateur agit sur la levée de la soupape, et surtout sur la durée de l'ouverture ; dans le type Willans, la soupape produit un étranglement plus ou moins prononcé d'après la vitesse, comme dans la plupart des turbines déjà examinées précédemment.

Les turbines à réaction présentent cette particularité, que leurs roues sont soumises à une poussée axiale importante. Pour chacune d'elles, la pression d'amont est plus grande que celle d'aval (contrairement à ce qui a lieu pour les turbines d'action), et on sait qu'il en résulte la même poussée que si les sections étaient pleines (2e fasc., n° 40). Il y a une cause qui tend à diminuer cette poussée, c'est la quantité de mouvement acquise projetée sur l'axe pendant le parcours du fluide dans les canaux, mais l'effet de cette réaction est relativement faible. On ne peut, à cause de la grande vitesse, équilibrer l'effort axial au moyen d'un palier de butée analogue à celui des arbres

(1) Citons les turbines Brush-Parsons, Willans-Parsons, Westinghouse, et les turbines Brown Boveri-Parsons des établissements de Baden, le Bourget, etc.

d'hélice, cet organe serait exposé à s'échauffer. La solution employée consiste à munir le tambour de pistons d'équilibre, dont les sections convenablement choisies sont soumises aux pressions qui s'établissent en différents points du parcours de la vapeur ; ce principe peut être appliqué de différentes manières.

Dans le fonctionnement par réaction, l'écoulement de la vapeur dans les canaux mobiles résulte à la fois de la vitesse relative acquise à l'entrée, et de la chute de pression entre l'amont et l'aval de ces canaux. La stabilité de cet écoulement serait incompatible avec l'injection partielle, et d'ailleurs, les canaux vides de la roue non alimentés égaliseraient les pressions des joints d'amont et d'aval. Il en résulte que les turbines de cette classe sont à injection totale (comme les turbines hydrauliques à réaction).

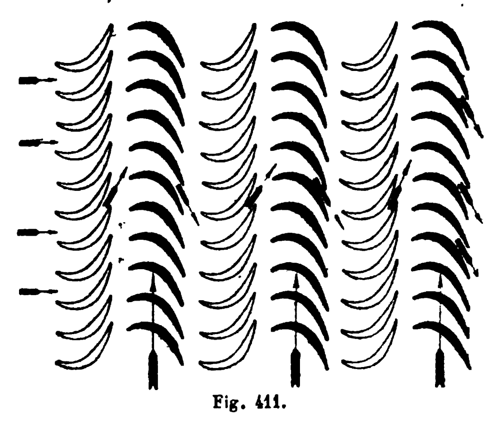


Fig. 411.

Les couronnes directrices et les roues sont disposées comme l'indique la figure 411, dans laquelle la section des aubages mobiles est noircie ; on sait que la vitesse relative doit s'accélérer dans les canaux mobiles d'autant plus que le degré de réaction est plus élevé ; cette accélération exige, même en tenant compte de l'augmentation du volume spécifique du fluide, que les canaux aient à l'entrée une section plus grande qu'à la sortie, ce qui résulte de leur tracé (l'angle d'entrée se rapproche de 90°) ; d'ailleurs, la vitesse relative à la sortie des roues étant augmentée par la chute de pression, il faut, pour réduire la vitesse absolue au même endroit, que la vitesse d'entraînement soit

plus grande que dans les turbines d'action ; cette condition se concilie avec la valeur plus grande de l'angle d'entrée de l'aube [1].

Mais il résulte de cette double condition (injection totale et vitesse d'entraînement plus grande à chute égale) une sujétion quant au nombre des étages. En effet, l'injection totale oblige, si on ne veut pas trop réduire la largeur radiale des canaux, à adopter de petits diamètres pour les premières couronnes, ce qui entraîne un nombre de tours d'autant plus grand que la vitesse circonférentielle devrait, à chute égale, être supérieure à celle des turbines d'action. Pour réduire la vitesse angulaire tout en conservant un rapport convenable entre la vitesse d'entraînement et la vitesse absolue d'entrée, on est donc obligé de réduire la chute de pression de chacun des étages, c'est à-dire d'augmenter le nombre de ceux-ci, par exemple jusqu'à 60 à 80, au lieu de 10 à 20 qu'on trouve dans les turbines multicellulaires d'impulsion.

La construction cellulaire n'est pas possible pour un nombre d'étages aussi grand, et on ne pourrait, du reste, soumettre les deux faces de chaque roue à la différence de pression qui caractérise le fonctionnement à réaction. La seule disposition pratique consiste à former la partie tournante d'un seul tambour (rotor) dans lequel sont implantées les couronnes d'aubes, tandis que les directrices forment des anneaux fixés dans l'enveloppe. Les chutes de pression tendent à produire des fuites aussi bien à l'extrémité intérieure des directrices qu'au bout extérieur des aubes ; les jeux ne pouvant, pour la sécurité du fonctionnement, descendre en dessous d'un certain minimum, on comprend que, pour ne pas leur donner trop d'importance relative, on ne peut trop réduire la longueur radiale des aubes.

(1) On sait (2e fasc., nos 45 et 46) que dans les turbines hydrauliques à réaction l'angle d'entrée des aubes est supérieur au double de l'angle sous lequel se fait l'injection, et qu'il dépasse souvent l'angle droit. En même temps, la vitesse d'entraînement est plus grande que dans les turbines d'action. Ces conclusions subsistent en gros pour les turbines à vapeur.

PLANCHE IX.

507

t la
teur
reil
ours
des
n E,

at la
ainsi
, ce
0 %

s qui
mu-
s dé
t est
et.
nent
qui
e de
côté
tor,
peur

plan
oitié

, en
éité
ront

plus
avec
Ma
d'ent
noml
trop
pour
d'aut
égale
vites
vites
de r
d'au
lieu
d'im-
La
ges
de c
nem
parti
les c
fixés
fuite
exté
tion
que
trop

(1)
l'ang
l'inje
d'en
subs

§ II

Turbine Parsons.

156. — *Type Brush-Parsons.* — La figure 412 (Pl. IX) est la coupe longitudinale par l'àxe d'une turbine actionnant un alternateur de 1500 kw. à 1500 tours par minute. La vapeur venant de l'appareil de réglage remplit l'espace annulaire A, et passe dans plusieurs groupes successifs ayant des longueurs d'aubes croissantes et des diamètres de plus en plus grands, jusqu'à l'extrémité à basse pression E, où se fait l'échappement au condenseur.

On se réserve la possibilité de marcher en surcharge en admettant la vapeur à pleine pression dans la chambre B ; le fluide entrant ainsi dans un groupe de directrices dont la section est déjà agrandie, ce moyen permet d'augmenter momentanément la puissance de 40 à 50 % en abaissant le rendement.

L'enveloppe est en fonte, on évite d'y ménager des canaux adhérents qui pourraient la déformer par des dilatations inégales ; les tuyaux de communication, dont le rôle sera défini plus loin, sont donc séparés et munis de coudes ou de joints de dilatation. Dans le même but, l'échappement est relié au condenseur par un gros manchon de cuivre ondulé à soufflet.

Le rotor est en acier forgé tourné extérieurement et intérieurement pour l'équilibrage ; il est terminé par des plateaux rapportés P, qui sont forgés d'une pièce avec les tourillons. Les brides d'assemblage de ces plateaux sont centrées par encastrement sur le rotor ; du côté haute pression, le collet cylindrique de la bride enveloppe le rotor, afin d'éviter que la forte dilatation du tambour, au contact de la vapeur surchauffée, ne produise un décalage.

L'enveloppe est formée de deux parties réunies par un joint plan horizontal passant par l'axe ; pour faciliter le démontage, la moitié supérieure peut s'ouvrir en pivotant autour d'une charnière.

Les pistons d'équilibre (*dummies*) sont situés à gauche du rotor, en *a*, *b*, *c*, *d*, et tournent dans des logements de l'enveloppe ; l'étanchéité des joints est obtenue au moyen de chicanes ou labyrinthes qui seront décrits plus loin.

Pour un groupe d'une certaine longueur, la chute de pression s'exerce sur la section annulaire de l'aubage (vides et pleins compris), mais si on admet que cette chute est partagée par moitié entre les directrices et les aubes, il suffit, pour équilibrer la poussée axiale, d'un piston ayant la moitié de la section de la couronne, et sur les faces duquel on ferait agir, respectivement, les pressions d'amont et d'aval du groupe considéré. Toutefois, il y a lieu de tenir compte aussi de l'effet dynamique dû au changement de la vitesse projetée sur l'axe, et de calculer en conséquence les diamètres des pistons équilibreurs.

Dans leur ensemble, les pistons équilibrent aussi la poussée de la vapeur sur les élargissements du rotor lorsque celui-ci change de diamètre, et enfin, la pression du condenseur sur toute la section mesurée au gros bout, comme si elle était pleine, en déduisant seulement la section du tourillon. C'est ce qu'on réalise finalement en adoptant autant de pistons que le tambour a de diamètres différents, les espaces différentiels étant en communication, par les tuyaux **1**, **2**, **3**, avec les endroits où le diamètre de l'aube saute brusquement à un diamètre de directrice plus grand. Il faut encore une communication, qui n'est pas représentée dans la figure, entre la face de gauche du dernier piston *d*, et la chambre d'échappement **E** ; ce tuyau est établi sur le côté, à la hauteur du soubassement. Dans d'autres systèmes de construction, cette dernière communication est établie par le rotor lui-même, lorsque les plateaux porte-tourillons sont évidés.

Les garnitures des pistons sont formées comme l'indique la figure **414** ; des rainures profondes sont creusées dans la jante, tandis que des anneaux, insérés par moitiés dans les cylindres fixes de l'enveloppe, s'engagent dans les gorges du rotor avec un jeu aussi réduit que possible suivant l'axe. Ce jeu est réglé avec précision au moyen du palier de butée *p*, qui termine l'arbre vers la gauche, et qui sert à parfaire l'équilibrage.

Le régime des pressions se modifie avec la charge, on peut donc se demander si l'équilibrage obtenu par les *dummies* se conserve pour ces différents régimes. Il est évident que l'équilibre doit subsister quelles que soient les pressions lorsqu'on adopte le système de la figure **412**, mais il existe d'autres dispositions en ce qui concerne les pistons et

les tuyaux de communication. On démontre que la pression en des points déterminés de la turbine varie proportionnellement à la pression d'entrée, et cette propriété assure la permanence de l'équilibre dans la plupart des cas qui peuvent se présenter. Dans la turbine Brush-Parsons de la figure 412, on a assuré l'équilibrage dans la marche en surcharge en donnant au profil du rotor un épaulement à l'endroit de la prise supplémentaire B (1).

Les *garnitures étanches* au passage de l'arbre à travers l'enveloppe sont ici réalisées au moyen de joints hydrauliques ; ceux-ci comprennent un disque en bronze D, calé sur l'arbre, et dont le bord est noyé dans une chambre annulaire ménagée au centre des couvercles ; cette chambre est alimentée d'eau d'une manière continue, et le liquide mis en rotation se dispose en anneau concentriquement à l'axe, de manière à former joint sur tout le pourtour. Ce système de garniture n'est pas général ; on trouve beaucoup plus souvent la boîte à labyrinthe déjà décrite ailleurs.

Les *aubes* (fig. 415-416) sont découpées à longueur dans des barres d'un bronze spécial, étirées suivant le profil voulu, et munies à la racine de deux côtes saillantes obtenues par étampage. Elles sont insérées dans les gorges du rotor préparées pour les recevoir, et maintenues au pas et sous l'inclinaison prévus, au moyen de petits blocs en bronze à faces courbes qui sont ensuite matés de manière à serrer latéralement dans les rainures. Ces blocs sont creusés, sur leur face concave, de deux sillons correspondant aux nervures des aubes ; celles-ci sont ainsi encastrées pour résister à la force centrifuge et aux efforts de flexion produits par la vapeur.

Les directrices sont tenues de la même manière dans l'enveloppe, mais comme elles sont affranchies de la force centrifuge, elles sont engagées dans des rainures lisses, tandis que celles du rotor sont creusées de sillons latéraux.

Pour les aubes de plus en plus longues qui se trouvent dans les étages à basse pression, on maintient la solidarité en reliant les extré-

(1) Pour les turbines marines, qui actionnent toujours des propulseurs à hélice, les conditions de l'équilibrage sont différentes, car la poussée transmise à l'arbre par l'hélice agit précisément en sens contraire de celle que la vapeur exerce sur le rotor ; c'est alors la différence des deux efforts qui doit être équilibrée.

mités par un cercle engagé dans une encoche pratiquée dans le bord des aubes, et réuni à celle-ci par une soudure à l'argent.

Le mode de construction qui vient d'être décrit est dû à Parsons ; il a été employé dans les turbines marines les plus importantes, et semble présenter toute sécurité (1).

L'augmentation de section rendue nécessaire par le volume spécifique croissant de la vapeur s'obtient comme dans les turbines d'action, sauf que, l'injection étant totale pour tous les anneaux, on ne peut agir que sur la largeur des couronnes, sur leur diamètre, et sur les angles des aubes. Ainsi, dans la turbine représentée, le premier groupe comprend 17 séries d'aubes et de directrices dont le profil est celui de la figure 415, mais l'angle de sortie qui est de 16° pour les premières séries, augmente jusqu'à 22° pour la dernière. Les profils à employer ne sont pas nécessairement différents, il suffit de changer leur orientation en donnant aux pièces de remplissage une forme appropriée.

Paliers, pompes à huile, etc. — L'arbre est soutenu par ses deux tourillons dans des paliers à rotule dont les bâtis sont venus de fonte avec les couvercles de la turbine ; le bâti de droite contient également l'un des paliers de l'alternateur : l'accouplement est fait par un manchon élastique.

Une pompe à huile H, du genre rotatif à capsulisme, est actionnée par l'arbre du régulateur ; celui-ci est commandé par l'arbre de la turbine, et la roue hélicoïdale *r*. La pompe refoule l'huile sous pression à travers un refroidisseur par les conduits *o*, qui la distribuent à l'intérieur des coussinets. L'huile qui s'écoule des surfaces frottantes est ramenée par des conduits plus larges au réservoir contenu dans le bâti.

Réglage. — La vapeur amenée par la conduite V (fig. 413) franchit d'abord la valve d'arrêt M, qu'on manœuvre au moyen du volant *m*, mais qui se ferme automatiquement par l'action d'un piston à vapeur lorsque la vitesse de régime est dépassée. Après avoir franchi la soupape M, la vapeur passe par une soupape équilibrée S, qui est

(1) Dans les turbines Parsons, le pas des directrices est plus grand que celui des aubes; ainsi, pour une longueur axiale de 9 à 10 mm, le pas des directrices est de $6^{mm},5$ et celui des aubes de 5 mm.

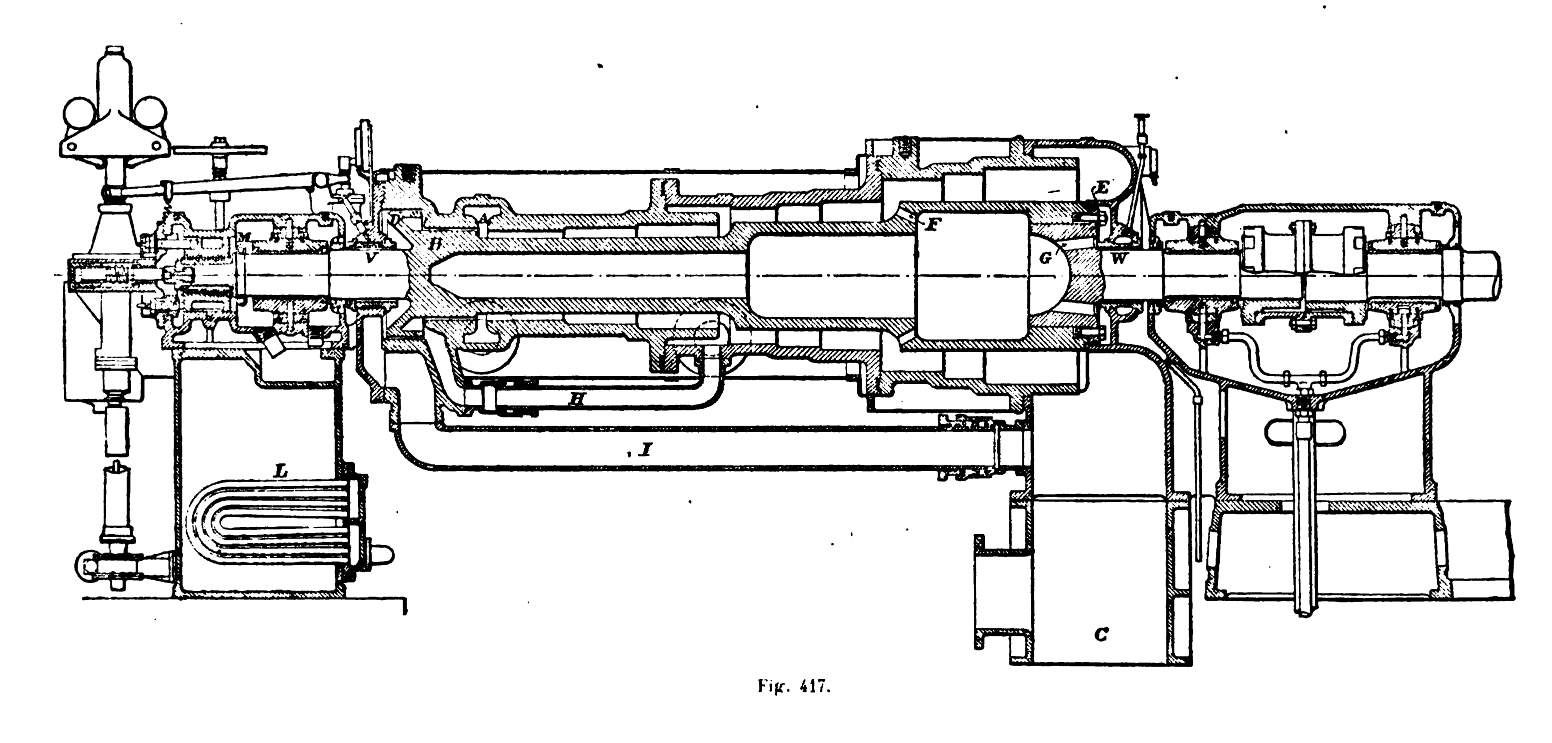


Fig. 417.

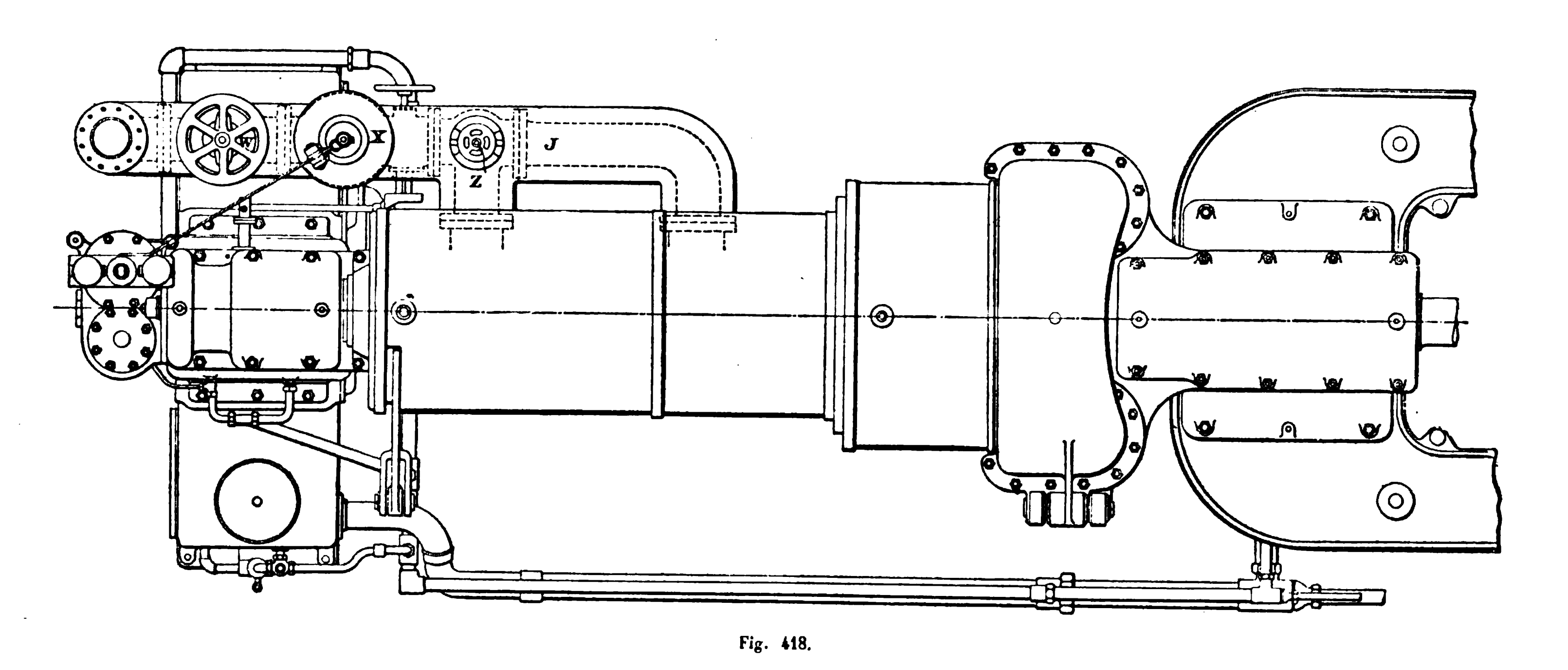


Fig. 418.

celle de réglage, et est admise dans la chambre A (fig. 412), pour être distribuée par les directrices. La soupape S est ouverte par pulsations ; à cette fin, elle est pressée par un ressort qui tend à la fermer, mais elle est maintenue ouverte par un piston sous lequel agit constamment la vapeur. Un petit distributeur D, actionné par un dispositif cinématique, permet l'échappement périodique de la vapeur qui soutient le piston, ce qui permet au ressort d'opérer la fermeture. Le petit tiroir distributeur D reçoit de l'excentrique *e*, calé sur l'arbre de la pompe à huile, et des renvois marqués sur la figure, un mouvement alternatif (200 courses doubles par minute) ; la soupape S effectue en même temps 200 pulsations. Le régulateur agit sur l'articulation *v*, qu'il déplace plus ou moins, ce qui modifie la course du piston distributeur ; la durée et l'amplitude du soulèvement de la soupape varient en conséquence.

Ce mode de réglage, dû à Parsons, présente surtout l'avantage de maintenir la soupape en mouvement continuel, ce qui l'empêche de se caler (1).

En cas de surcharge, la vapeur qui a franchi la soupape de réglage se trouve à une pression élevée, et les pulsations sont à peine sensibles ; cet état de choses détermine la mise en action automatique de la soupape S′, qui admet une partie de la vapeur dans la chambre B.

Afin de rendre sensibles à l'extérieur les mouvements des soupapes S et S′, celles-ci actionnent des aiguilles indicatrices. Le régulateur est aussi surmonté d'un tachymètre *t*, qui permet de contrôler la vitesse.

Dans la turbine décrite, la vitesse mesurée au milieu des aubes est de 40 mètres par seconde à la première série, elle atteint 110 mètres à la dernière ; il y a 73 séries, la série se composant d'une couronne de directrices et d'une couronne d'aubes.

(1) Dans les turbines Rateau-Oerlikon de construction ancienne, un effet analogue était obtenu en donnant à l'obturateur, qui était du genre piston, un mouvement de rotation lent et continu. M. P. Van den Kerchove a eu l'idée d'appliquer aux turbines le distributeur par déclenchement des machines à piston (109 *ter*), la levée étant produite par un excentrique; en conjuguant deux distributeurs à excentriques opposés, on peut donc doubler le nombre des pulsations.

157. — *Type Willans-Parsons* (1). — Il présente, par rapport au type original de Parsons, quelques différences d'importance secondaire. Les figures 417 et 418 se rapportent à un système de construction employé jusqu'à 2.000 kw. On remarquera d'abord la disposition des pistons d'équilibrage, qui est faite d'après le système *Fullagar*. La vapeur entre en A par le branchement Z venant de la soupape de réglage ; elle peut être admise en outre par le branchement J en cas de surcharge.

La turbine peut être considérée comme se composant de trois parties (haute, moyenne et basse pression), dont chacune comprend trois groupes d'aubages à largeur radiale croissante.

Les organes équilibrant la poussée sont d'abord le piston B, placé immédiatement à gauche de l'entrée, puis le piston D ; l'espace annulaire exposé entre la face droite de D et la face gauche de B communique, par le tuyau H, avec l'aval du groupe à haute pression, et l'ensemble formé par le piston B et la face droite de D est destiné à équilibrer la poussée de ce premier groupe. Pour équilibrer la partie restante, la face gauche de D est en communication, par le tuyau I, avec l'échappement au condenseur, tandis que l'intérieur du rotor et sa face de droite, terminée par le dummy E, sont en communication, par les trous F,G, avec l'amont du groupe à basse pression.

L'effort qui sollicite le rotor vers la gauche équivaut donc à la pression d'amont du dernier groupe s'exerçant sur la surface du piston E. diminuée de la pression du condenseur s'exerçant sur la face de gauche du piston D ; cette résultante est destinée à équilibrer la poussée sur la section intermédiaire et la section à basse pression de la turbine.

Par cette disposition, on évite l'emploi d'un piston de grand diamètre (comme celui de la figure 412), ce qui réduit les fuites. En même temps, le tourillon W, du côté basse pression, se trouve soumis vers l'intérieur à la pression du point F, qui est plus élevée que celle du condenseur ; la rentrée d'air à travers la boite correspondante est donc plus facile à combattre.

(1) Ce type est minutieusement décrit dans *Engineering* (1908-1-12) ; nous empruntons à cette publication les figures 417 et 418.

Les *boîtes étanches* sont ici disposées suivant le système Parsons ; elles comprennent une série d'anneaux fixes en bronze, ou en acier pour la forte surchauffe, anneaux qui pénètrent dans les cannelures de l'arbre avec un jeu très réduit, réglé par le palier de butée. Pour empêcher les rentrées d'air qui se produiraient surtout au tourillon V de gauche, on admet de la vapeur à pression réduite dans une chambre qui entoure la boîte et la distribue dans une région intermédiaire de la partie cannelée. Ce genre de garnitures est en principe identique à celui qui est représenté dans la figure 414. Pour le tourillon du côté basse pression, ainsi que pour le *dummy* C, les chicanes se composent alternativement de cercles fixes engagés dans la boîte, et de cercles mobiles entraînés par le rotor, avec jeux très réduits dans le sens du rayon (environ 0,75 mm), tandis que le jeu axial est assez grand. Cette disposition est rendue nécessaire par la différence de dilatation entre le rotor et l'enveloppe.

Le réglage est produit par étranglement (et non par pulsations); la soupape équilibrée X est commandée sans intermédiaires par un régulateur à ressort genre Hartnell.

La soupape W sert pour la mise en train et l'arrêt. Le dispositif de sûreté comprend une valve-papillon, visible sur le plan entre X et Z qui se ferme par l'action d'un ressort lorsqu'elle est déclenchée par le régulateur spécial destiné à prévenir l'emballement. Ce régulateur est formé d'un ressort à boudin M, enroulé en collier autour de l'arbre (près du palier de butée), qui se détend par la force centrifuge, et fait fonctionner le déclic.

Les dispositions prises pour le graissage ressemblent à celles de plusieurs autres turbines. Une pompe rotative, actionnée par un arbre vertical (voir au bas et à gauche de la fig. 417) distribue l'huile aux tourillons, d'où elle est ramenée dans un réservoir contenu dans le bâti pour y être refroidie par le serpentin L.

Les *aubes et directrices* sont engagées dans des cercles en deux pièces, mortaisés au moyen d'une machine à diviser ; ces cercles, de profil trapézoïdal, sont alors insérés dans les rainures du rotor et de l'enveloppe, puis maintenus en place par un second cercle maté, placé

contre les premiers. Les extrémités des aubes et des directrices sont rivées dans des cercles à section U.

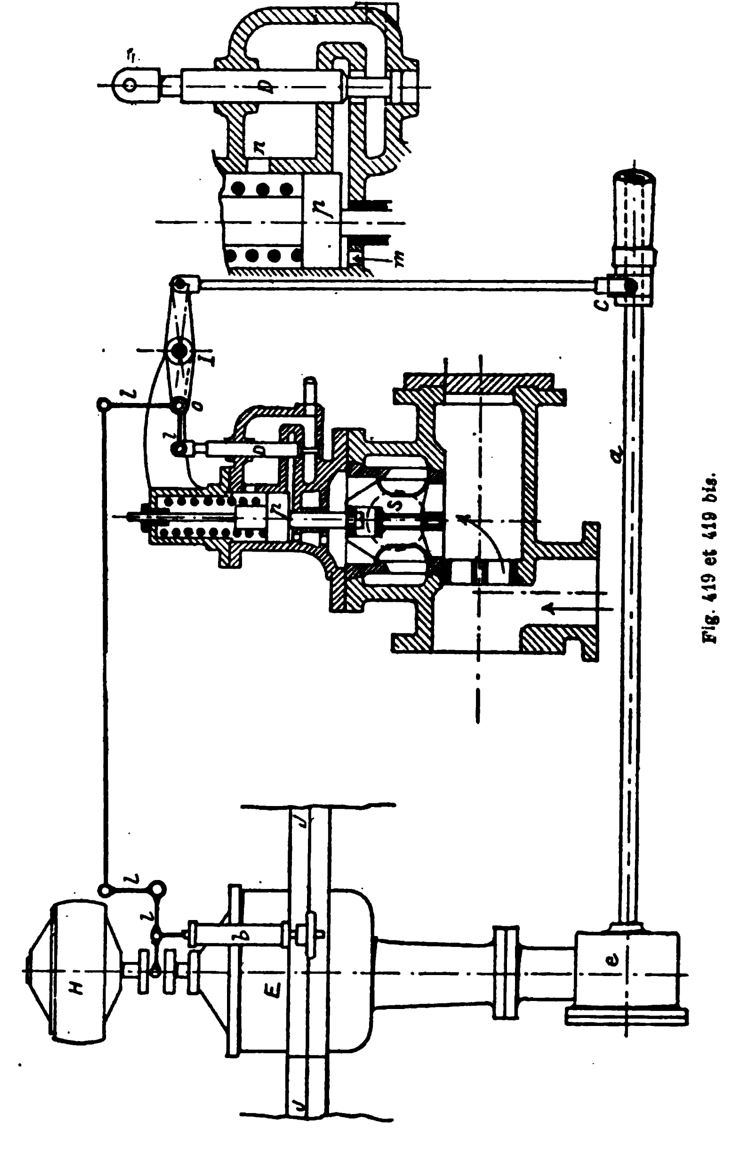


Fig. 419 et 419 *bis*.

Pour empêcher les efforts produits par la dilatation des liaisons entre

le condenseur et la turbine, et pour éviter en même temps la force non équilibrée due à la pression atmosphérique qui se produirait si on employait un joint télescopique, la tuyauterie est rigide, mais le condenseur est porté sur des ressorts qui équilibrent son poids, tout en cédant aux dilatations.

158. — *Type Brown Boveri-Parsons.* — Cette turbine dans sa forme ancienne, se rapprochait du type Parsons pur (1); nous en décrirons l'appareil de réglage, du même genre que celui dont il a été question au n° 156 pour le type Brush.

Dans les figures 419 et 419 *bis*, qui représentent schématiquement les organes de distribution, JJ est le joint horizontal de l'enveloppe de la turbine à l'extrémité haute pression; l'arbre commande le régulateur Hartung H par une paire de roues hélicoïdales logées dans la boîte E; l'arbre du régulateur commande à son tour, par la transmission *e*, l'arbre *a* de la pompe à huile. Sur celui-ci se trouve l'excentrique C, qui communique au balancier I *o* un mouvement oscillatoire d'amplitude et de période constantes. Le point mobile *o* sert de pivot à la liaison, par les renvois *l*, entre le manchon du régulateur et le distributeur D qui détermine les pulsations de la soupape équilibrée S.

Cette soupape, du genre à double siège, tend à se soulever par l'action de la vapeur passant par l'ouverture *m* (fig. 419 *bis*), qui exerce sa pression sous le piston *p*; lorsque le distributeur D se soulève, la pression tombe, et la soupape S se ferme par l'action du ressort qui appuie sur le piston *p*; l'ouverture *n* met la face supérieure du piston en communication avec l'échappement, pour éviter que la pression provenant des fuites ne s'y accumule. La course du distributeur, réglée par l'excentrique C, est toujours la même,

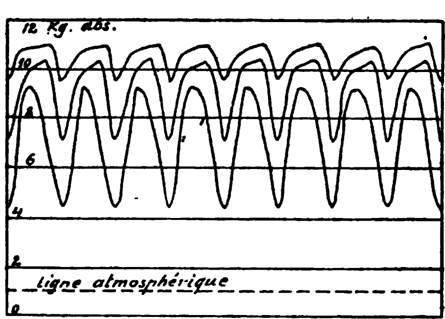


Fig. 420.

(1) Voir la turbine de 12,000 chevaux construite par Tosi pour Buenos-Ayres (*Engg.*, 1908-1-680).

mais le régulateur, en se soulevant, relève les limites de son déplacement ; l'échappement se produit ainsi plus tôt et se termine plus tard, la soupape S reste moins longtemps ouverte, et sa levée diminue.

On peut obtenir un diagramme de la pression d'entrée en fonction du temps au moyen d'un indicateur dont le tambour est entraîné d'un mouvement uniforme et continu ; la figure 420 donne la forme de l'un de ces diagrammes pour trois charges différentes.

Le ressort b, commandé soit à la main, soit à distance, sert à modifier le régime. La soupape d'arrêt, dont le siège seulement est indiqué dans la figure 419, est à fermeture automatique par liaison avec un régulateur spécial.

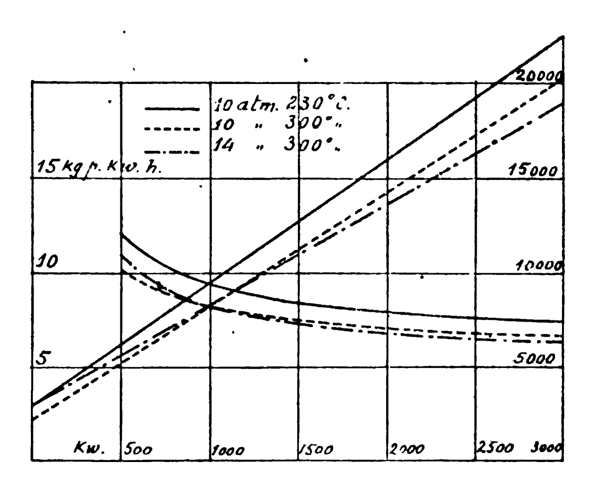


Fig. 421.

Courbes de consommation. — Ces courbes présentent les mêmes caractères généraux que celles des turbines multicellulaires d'impulsion. La figure 421 résume les résultats obtenus sur une turbine Parsons de 5,000 chevaux construite par Brown Boveri et Cie, sous différentes char-

ges, en faisant varier la pression et la surchauffe ; on y retrouve, pour la consommation totale, les lois linéaires déjà signalées (1).

Le type de turbine à réaction pure construit actuellement par Brown Boveri et Cie (fig. 421 1) est disposé d'après le système Fullagar, qui simplifie l'équilibrage ainsi qu'on l'a vu au no 157. La soupape de *bye-pass* S s'ouvre automatiquement lorsque la soupape de réglage principale étant ouverte de plus en plus par le régulateur, la pression s'élève dans

l'espace *i*, en amont des premières directrices. La figure 421 2 représente cette disposition d'une manière plus détaillée. La vapeur arrive à pleine pression par la tubulure V, franchit la soupape régulatrice R et passe dans la chambre qui la distribue. La soupape de *bye-pass* S

(1) Des expériences faites sur la même turbine, à Francfort, ont donné les résultats ci-dessous :

Puissance kw.	Pression atm.	Température	Dépense kg. p. kw.-h.
1542	9,97	235	7,13
2551	10,74	243	6,53
3521	10,00	259	6,22

Dans ces essais, on a observé qu'une élévation de 5°7 de la température de surchauffe diminue la consommation de 1 % (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1908, p. 988).

Les consommations se sont encore abaissées depuis cette époque par suite de la meilleure forme donnée aux ailettes (voir le diagramme donné plus loin fig. 423 7).

Comme exemple d'usine centrale importante pourvue d'unités de grande puissance, on peut citer celle de Saint-Denis (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1905, p. 514, 570). L'emplacement occupé par les turbines étant plus réduit que pour les machines à piston, tandis que l'importance des chaudières reste pratiquement la même, il a fallu créer pour les turbines un type d'usine approprié.

tend à se soulever par la pression de l'espace i, ainsi que par l'action r; elle tend au contraire à se fermer par la pression de la vapeur agissant sur le piston P.

Fig. 421 ².

Outre la turbine à réaction pure, la plupart des constructeurs de machines Parsons font aussi des turbines mixtes, dont il sera question au chapitre suivant.

CHAPITRE III

Turbines mixtes.

---

159. — Les roues à impulsion peuvent avoir une vitesse circonférentielle considérable en conservant un nombre de tours modéré, parce qu'on peut leur donner un grand rayon et n'injecter la vapeur que sur une petite partie de la circonférence. Cette circonstance permet d'employer des chutes de pression partielles plus fortes pour les roues d'impulsion que pour celles à réaction. On sait qu'on peut diminuer encore le nombre des chutes de pression sans exagérer la vitesse en adoptant plusieurs étages de vitesse à chaque chute de pression.

Ces caractères sont mis à profit dans les turbines mixtes. Nous appelons ainsi celles qui comprennent un certain nombre de roues fonctionnant par impulsion, avec une ou plusieurs chutes de vitesse à chaque étage de pression, ces roues étant suivies d'une section dite à basse pression, où la vapeur fonctionne par réaction comme dans la turbine Parsons.

Ces turbines sont beaucoup plus courtes suivant l'axe que celles du paragraphe précédent, ce qui entraîne des avantages d'ordre constructif ; les déformations du rotor sont moins à craindre, et on peut réduire les jeux en conséquence, ce qui est important au point de vue des fuites.

L'adoption du système à réaction pour l'extrémité basse pression permet de faire usage du rotor à tambour, de construction plus simple que le système cellulaire des turbines d'impulsion, et donnant lieu à moins de pertes par frottement.

160. — *Turbine Sulzer* (1). — Comme on le voit dans la figure 422, la partie tournante comprend deux roues A, B, auxquelles la vapeur est distribuée par des secteurs renfermant des directrices ; celles-ci ont l'épaisseur et le profil qui convient pour que les canaux ménagés entre les parties pleines engendrent la vitesse due à la chute de pression

(1) Voir *Stodola*, et *Zeitschrift des V. D. I.*, 1906, p. 1573 ; 1907, p. 768.

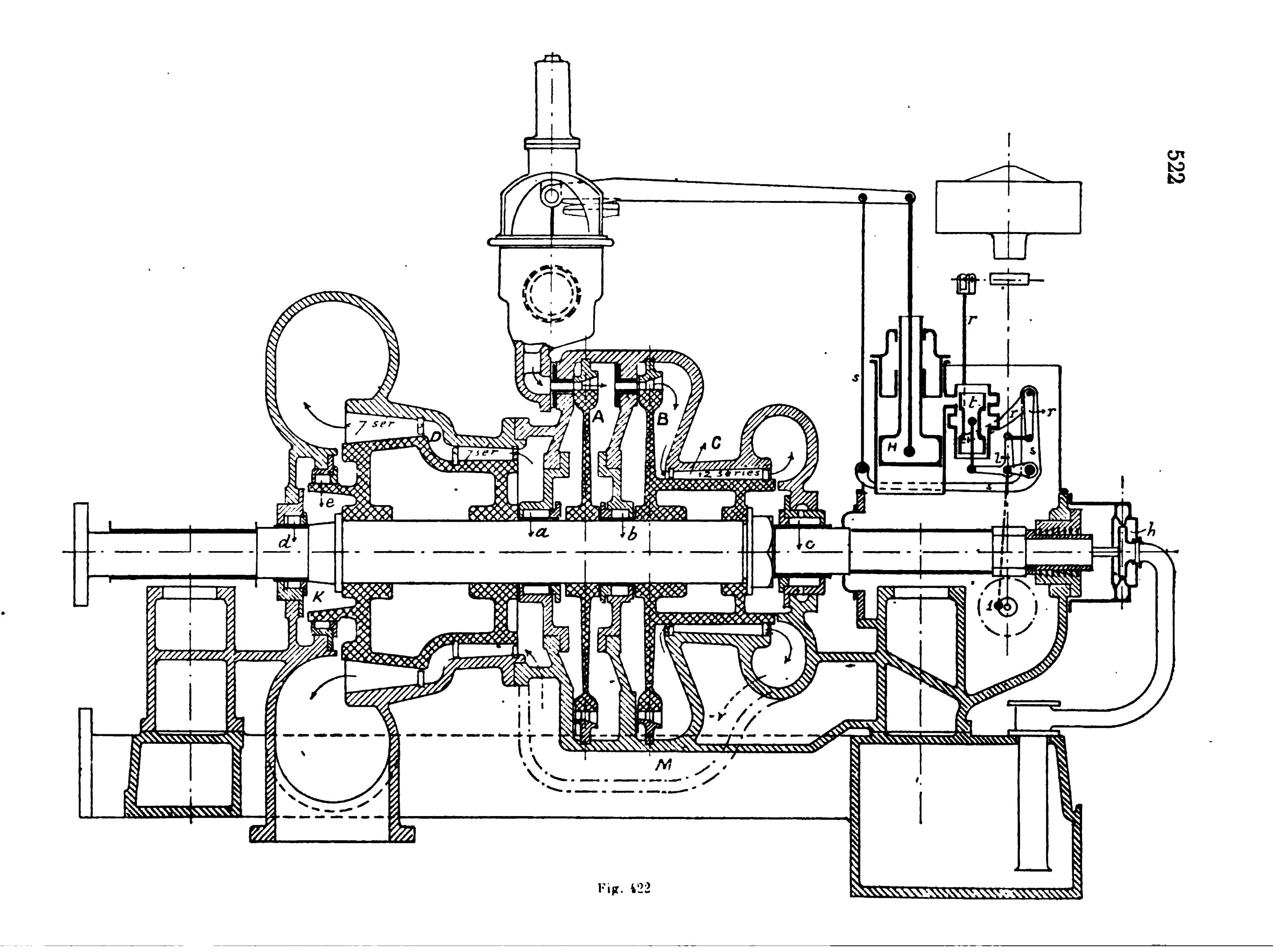


Fig. 422

qu'on veut produire. Chacune des roues est munie de deux couronnes d'aubes entre lesquelles se trouve un anneau de directrices comme dans la turbine Curtis.

La vapeur s'échappant de la roue B est admise dans la section C qui, étant à réaction, est nécessairement à injection totale, puis, par le canal de communication M, la vapeur traverse la section D, qui débouche dans le conduit du condenseur.

La partie du tambour qui fonctionne à réaction est donc partagée en deux segments parcourus dans un sens opposé. Il en résulte un équilibrage partiel de la poussée, et le complément de l'effort nécessaire est produit en soumettant la partie centrale du rotor du côté du condenseur, à la pression de la chambre K, dans laquelle on admet de la vapeur à une pression convenablement réduite.

Par cette disposition et ce fractionnement du rotor, on évite les difficultés auxquelles donnerait lieu la garniture de l'arbre du côté de l'entrée de la vapeur ; cette garniture *a* débouche ainsi dans la section D, où la fuite peut être encore utilisée, au lieu que, sans cela, elle s'échapperait à l'air libre. Il y a aussi une garniture *b* entre les cellules des roues A et B, puis des garnitures *c* et *d* à la sortie de l'arbre.

Les pressions prévues en marche normale sont telles que la garniture *c* est soumise, à l'intérieur, à une pression voisine de celle de l'atmosphère, ce qui rend l'étanchéité facile à obtenir. Cependant, la pression à l'extrémité de la section C s'abaisse avec la charge, et il est essentiel alors d'empêcher toute rentrée d'air. Pour la garniture *d*, la pression à contenir est celle de la chambre d'équilibre K, circonstance également favorable au point de vue des rentrées d'air.

Les *garnitures* dont il est question ci-dessus, de même que le joint *e*, sont composés d'un grand nombre de disques minces en laiton, séparés par des disques plus épais en bronze, le tout étant serré, et constituant une boîte fixe au centre de la cloison. Les boîtes *c* et *d* sont à admission de vapeur.

Le *réglage* est produit par une soupape à étranglement équilibrée, identique à celles employées comme distributeurs dans les machines Sulzer à piston. Cette soupape s'ouvre par pulsations, comme dans le réglage Parsons, le régulateur agissant sur l'amplitude des pulsations.

La commande a lieu indirectement, par un servo-moteur à huile dont le piston H à simple effet sert pour l'ouverture, tandis que la fermeture est produite par un ressort placé au-dessus de la soupape. Cette disposition a l'avantage de provoquer la fermeture lorsque la pression de l'huile s'abaisse ou s'annule par suite d'un dérangement de la pompe.

Cette *pompe à huile h* est du système centrifuge, son disque est entraîné par l'extrémité de droite de l'arbre de la turbine ; le refoulement se fait à la pression d'une atmosphère, suffisante pour le graissage des paliers, mais qui demande un servo-moteur assez grand. Le tiroir *t* du servo-moteur dépend, par le levier coudé *l*, de l'excentrique 1, commandé de l'arbre de la turbine; il dépend du régulateur par les connexions *r*; les liaisons *s* produisent l'asservissement.

160 *bis*. — *Turbine Sulzer, nouveau type* (1). — Cette turbine ne comprend plus qu'une roue d'impulsion à trois couronnes de vitesses, placée à l'origine d'un tambour à réaction; celui-ci est à trois diamètres étagés et la circulation de la vapeur se fait d'une extrémité vers l'autre. Dans ses dispositions générales, cette turbine a beaucoup d'analogie avec celle de la Compagnie Brown Boveri décrite plus loin et avec la plupart des turbines mixtes actuelles, mais elle comprend beaucoup de détails originaux, et d'abord, on a abandonné le piston équilibreur pour annuler la poussée axiale au moyen d'un plateau lié avec le tourillon à cannelures, et sur lequel s'établit une pression d'huile qui dépend de la poussée et qui est d'environ 10 atmosphères pour la marche normale.

Le caractère le plus saillant de cette machine est l'abandon de tout régulateur à inertie, et l'adoption d'un réglage hydraulique. Une pompe rotative commandée par un arbre transversal distribue un circuit d'huile à environ 1,5 atm. qui sert de fluide moteur pour de multiples fonctions, tandis qu'une petite roue centrifuge, calée sur le même arbre, agit sur une petite masse d'huile dont la pression se modifie comme le carré de la vitesse de rotation, et qui actionne le distributeur

(1) Stodola (*Zeitschrift des V. D. I.*, 1911, p. 1709) décrit minutieusement cette nouvelle turbine, et donne les résultats des essais faits par lui à l'usine d'électricité de la ville de Bâle. Ces essais ont été conduits de manière à recueillir assez de données pour la vérification de la théorie et les bases du calcul des turbines ; l'auteur en tire une analyse du plus haut intérêt.

du servo-moteur réglant la soupape principale. Celle-ci réagit à son tour, par une transmission hydraulique, sur les soupapes de surcharge.

Nous renvoyons à l'article cité pour la description du réseau compliqué d'appareils automatiques que comporte le système.

La turbine de 2000 kw. tourne à 1500 révolutions par minute, avec 1^m,400 de diamètre pour la roue d'impulsion et des diamètres de 756, 956 et 1200 mm pour les parties étagées du tambour à réaction, ce qui donne pour les vitesses circonférentielles 110, 60, 75 et 94 mètres par seconde, en chiffres ronds.

A pleine charge, la pression de 12,5 atm. abs. avant la soupape de réglage est réduite à 11 avant les tuyères et à 1,84 dans la chambre de la roue d'impulsion, c'est-à-dire à l'entrée des directrices du tambour.

Dans l'essai à charge normale, il résulte de l'analyse faite par M. Stodola que le rendement de la roue d'impulsion est de 46,2 %, par rapport au cycle de Rankine, avec la même chute, tandis que celui du tambour à réaction est de 72,2 %. Le rendement de l'ensemble est de 66 %.

161. — *Turbine Melms et Pfenninger*. — Cette turbine, construite par les Ateliers Maffei, à Munich, comprend une série de roues d'impulsion à injection partielle sur la partie renflée du rotor, près de l'entrée de la vapeur en *a* (fig. 423) ; le groupe à réaction commence à la partie amincie, et ne diffère pas d'un segment de turbine Parsons. L'équilibrage de la poussée est produit par la pression qui s'exerce sur la surface annulaire du tambour à l'endroit où il est rétréci, c'est-à-dire entre les sections à impulsion et à réaction; le rotor est percé de part en part, ce qui permet à la pression du condenseur de s'établir sur la face de gauche du dummy.

Un arbre auxiliaire horizontal, monté dans le socle du palier de gauche, et commandé de l'arbre principal par vis sans fin, actionne la pompe à huile et porte le régulateur, qui appartient à la catégorie des régulateurs d'arbre ; il modifie l'excentricité du plateau commandant, par la bielle inclinée *b*, un petit tiroir tournant qui remplit les mêmes fonctions que le piston D de la figure 419 (turbine Brown Boveri-Parsons).

Une turbine de 500 kw. de ce système, essayée par M. Schröter, a fait l'objet d'un rapport très détaillé (1).

On a conservé le type tambour pour la partie à impulsion afin d'éviter les pertes par frottement dans la vapeur ; il semble cependant qu'on augmente ainsi les fuites. Les constructeurs continuent à employer le

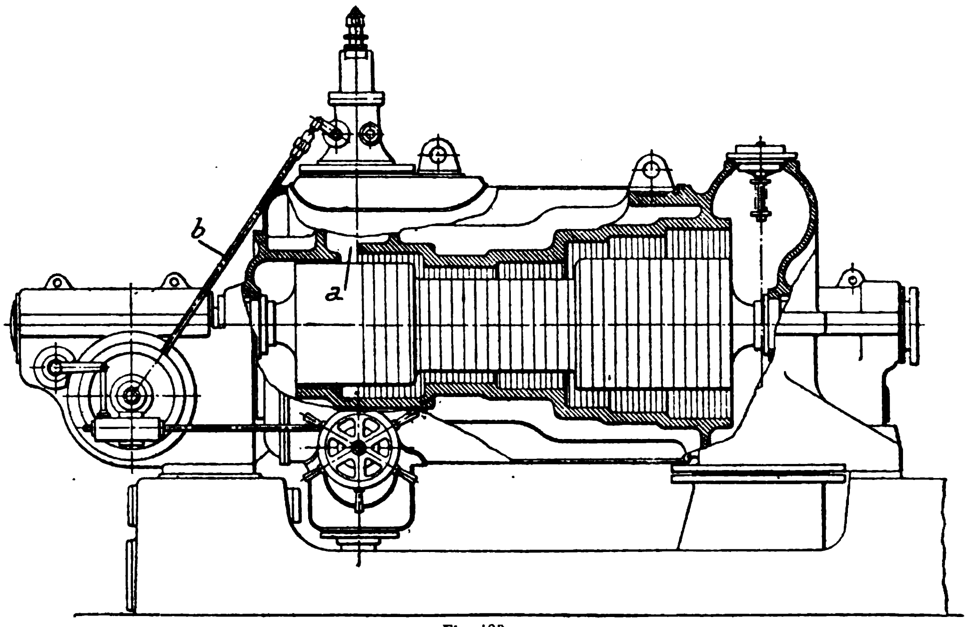


Fig. 423.

tambour pour les couronnes d'impulsion des grosses turbines ; en dessous de 500 kw., ils remplacent cette partie par une roue à trois étages de vitesses qui est à injection partielle et à laquelle on peut donner un grand diamètre, ce qui permet d'adopter des nombres de tours assez réduits. La turbine ainsi disposée est analogue à celles de Brown Boveri et Cie, Tosi, etc., dont il va être question.

161 *bis.* — *Turbine mixte (ou combinée) de Brown, Boveri-Parsons* (fig. 423^1 à 423^3, d'après les constructeurs). — Elle comprend une roue d'impulsion à deux étages de vitesses, analogue à celles des

(1) *Zeitschrift des V. D. I.*, 1906. Un type de 3000 chevaux plus récent est décrit avec beaucoup de détails dans *Engg.*, 1909-2-39, ainsi qu'une turbine avec roue à étages de vitesses combinée avec un tambour à réaction.

turbines de l'A. E. G., calée à l'extrémité antérieure du tambour à réaction. Cette roue, utilisant une partie notable de la chute totale de pression, permet de raccourcir le tambour, diminue la fuite au piston d'équilibre du côté de l'entrée, et abaisse la température à laquelle est soumis le rotor.

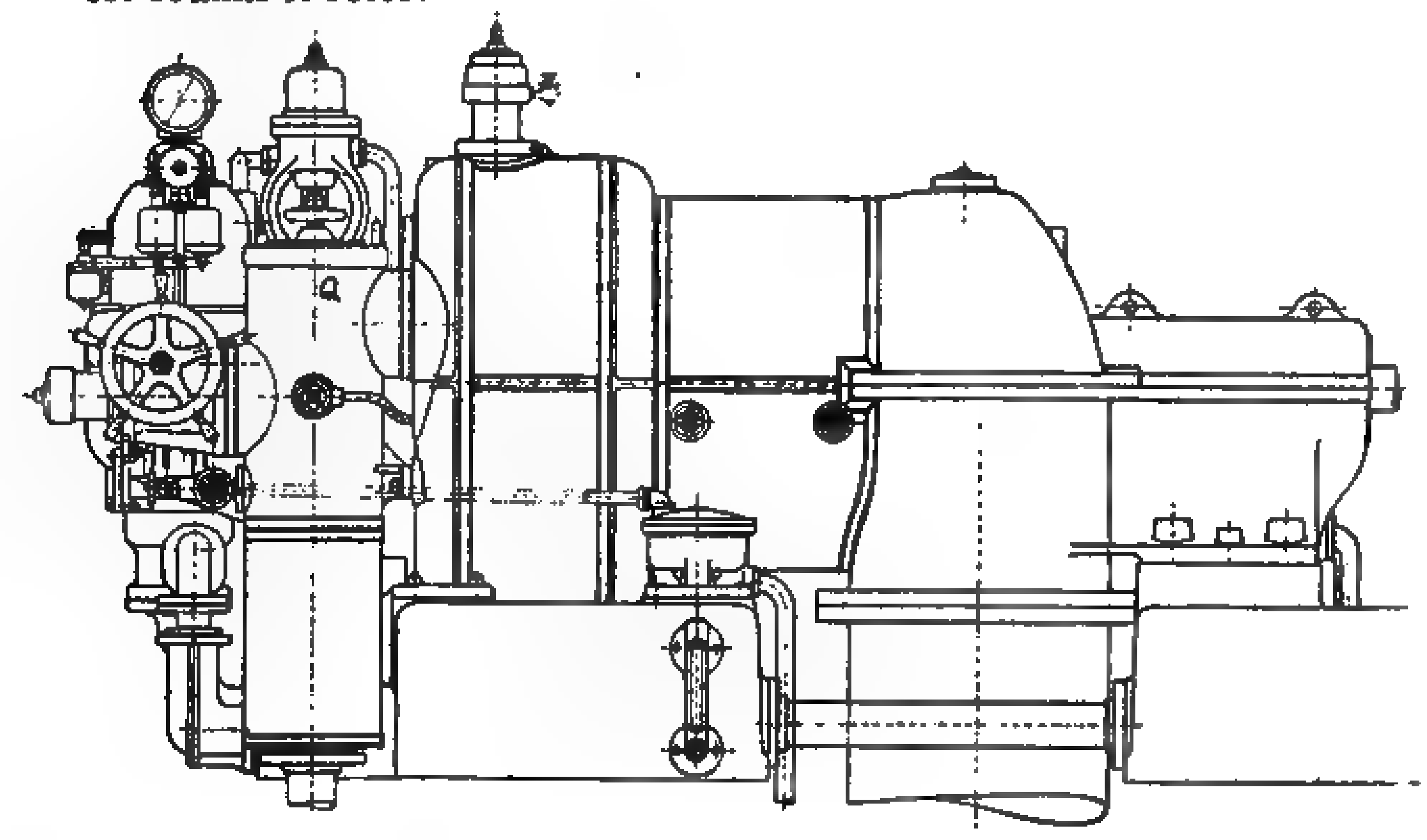


Fig 423

Le régulateur agit sur la pression de l'huile refoulée par une pompe rotative, pression qui détermine l'ouverture ou la fermeture de la soupape de distribution principale Q ; après avoir franchi cette soupape, la vapeur arrive par le conduit *a* dans la chambre de distribution en forme d'arc de cercle coulée avec le couvercle. Cette chambre alimente les compartiments *b, c* et *d*; le premier est uniquement commandé par la soupape principale, tandis que les deux autres sont alimentés de vapeur par les soupapes automatiques *s s'*. A forte charge, la pression à l'aval de la soupape principale Q est suffisante pour ouvrir *s* et *s'*, tandis qu'à faible charge elles se ferment successivement ; le laminage est moindre que si toutes les tuyères restaient ouvertes, et la vitesse d'admission reste plus constante. La soupape *r*, manœuvrée à la main, sert en cas de surcharge ou de marche à air libre. Les figures 423^4 à 423^6 représentent en détail les organes de réglage.

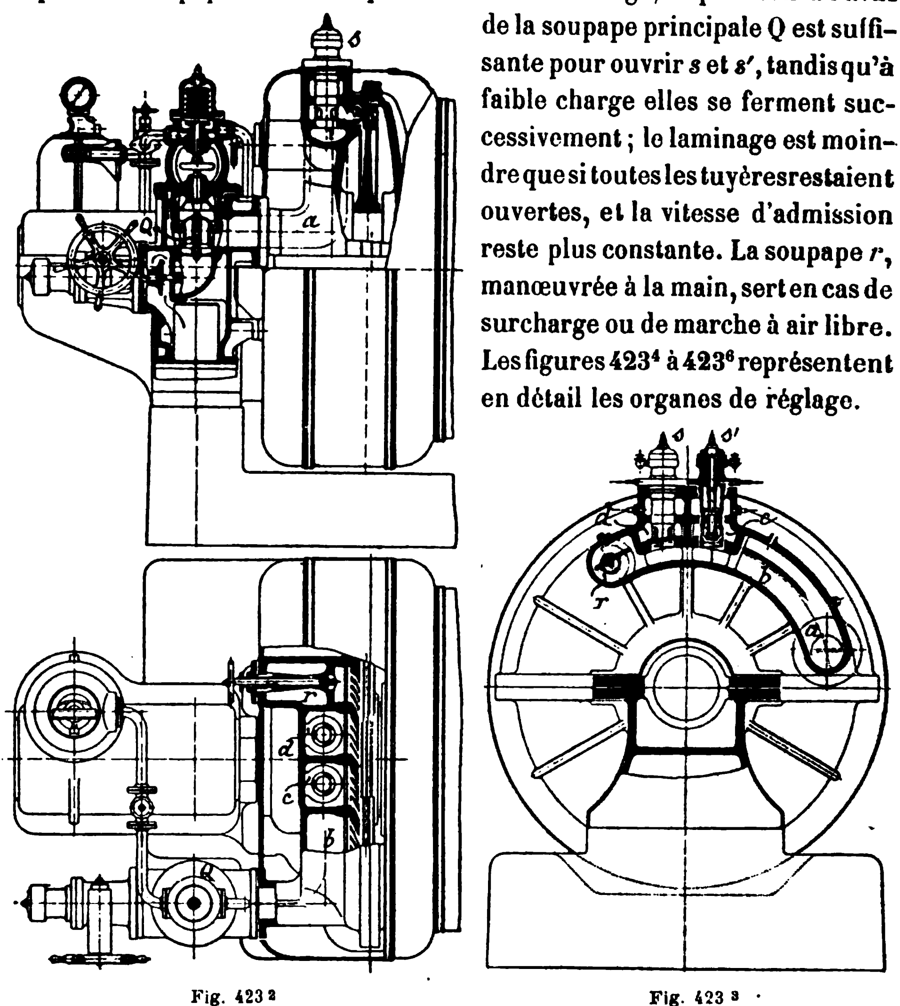


Fig. 423^2 Fig. 423^3

Légende de la figure 423[4]

Cette figure se rapporte au regulateur proprement dit, actionné par l'extrémité de l'arbre de la turbine, et dont tous les organes sont enveloppés.

A, B, C, parties de l'enveloppe, servant aussi de bâtis-supports pour les organes ;

D, arbre du régulateur, tournant dans les paliers F, G, et commandé par l'engrenage E de l'arbre principal ;

J, régulateur, réglant la position du manchon K, dont les oscillations sont amorties par la cataracte B_1 ;

L, cylindre percé de lumières, à l'intérieur duquel coulisse verticalement une buselure qui fait corps avec le manchon du régulateur. Le cylindre L est immobile pendant le réglage ; cependant, on peut le déplacer verticalement, soit à la main, soit par l'encliquetage A_1, A_2, manœuvré du tableau de distribution ; par ce déplacement, on agit sur la position en hauteur des orifices que doit obturer le régulateur, et on modifie la vitesse de régime ;

M, chambre qui reçoit, par le tuyau T et la tubulure N, le circuit d'huile qui sert à actionner la soupape de réglage principale ;

H, régulateur de sûreté, commandant par le renvoi X la fermeture de la soupape d'arrêt W (fig. 423[5]) ;

D_1, tachymètre ;

R, pompe à huile rotative, dont on voit à gauche la tubulure d'aspiration, et à droite la tubulure de refoulement. L'huile se rend à la soupape de réglage, revient à la tubulure T, et se trouve à une pression d'autant plus faible que la vitesse s'accélère, car, par suite de ses connexions, le manchon K descend, et découvre les orifices par lesquels l'huile se dégage à l'intérieur de la lanterne L pour retomber dans l'enveloppe et retourner à l'aspiration de la pompe.

Pour empêcher la soupape Q de se fixer, on la maintient en vibration en agissant sur la pression de l'huile ; à cette fin, le bord obturateur du manchon K est taillé en forme de sinusoïde, ce qui fait varier la section périodiquement (300 à 700 fois par minute).

Fig. 423[4]

Légende de la figure 423[5].

U, tubulure de la conduite de vapeur arrivant des chaudières ;

W, soupape d'arrêt actionnée pour l'ouverture et la fermeture par la roue à poignées ; à cette fin, sa tige Z, que fait tourner le pignon, se visse ou se dévisse

Fig. 423[5]

par rapport au piston qui est maintenu enclenché par la pièce Y ; lorsque le régulateur de sûreté fonctionne, la clef *y* s'efface, laisse passer le piston pressé par le ressort, etc. ;

S_1, tamis destiné à arrêter les particules solides que pourrait entraîner la vapeur ;

Q, soupape de réglage principale, manœuvrée par la tige *p* et le piston O, sous lequel agit la pression de l'huile refoulée par la tubulure S et qui s'échappe par T, tandis que le ressort sollicite la soupape vers le bas. La forme conique donnée à la tige sous le piston O règle l'échappement de l'huile par des orifices auxiliaires pour amortir les mouvements brusques.

Légende de la figure 423[6].

Cette figure représente l'une des soupapes automatiques commandant l'un des groupes de tuyères d'injection.

k, espace rempli par la vapeur qui a franchi la soupape principale ;

s, soupape qui, par son soulèvement, admet la vapeur au groupe de tuyères ; cette soupape fait corps avec un piston exposé sur sa face supérieure à la pression de la vapeur non détendue ;

r, ressort qui tend à fermer la soupape ;

m, cataracte à air servant à amortir les mouvements brusques de la soupape.

Il résulte de ces dispositions que la soupape se lève lorsque la charge étant plus grande, et l'étranglement de la soupape principale moins prononcé, la pression augmente dans l'espace *k*.

Les constructeurs donnent le diagramme figure 423[7] indiquant la consommation de leurs turbines en vapeur à 10-12,3 atm. surchauffée à

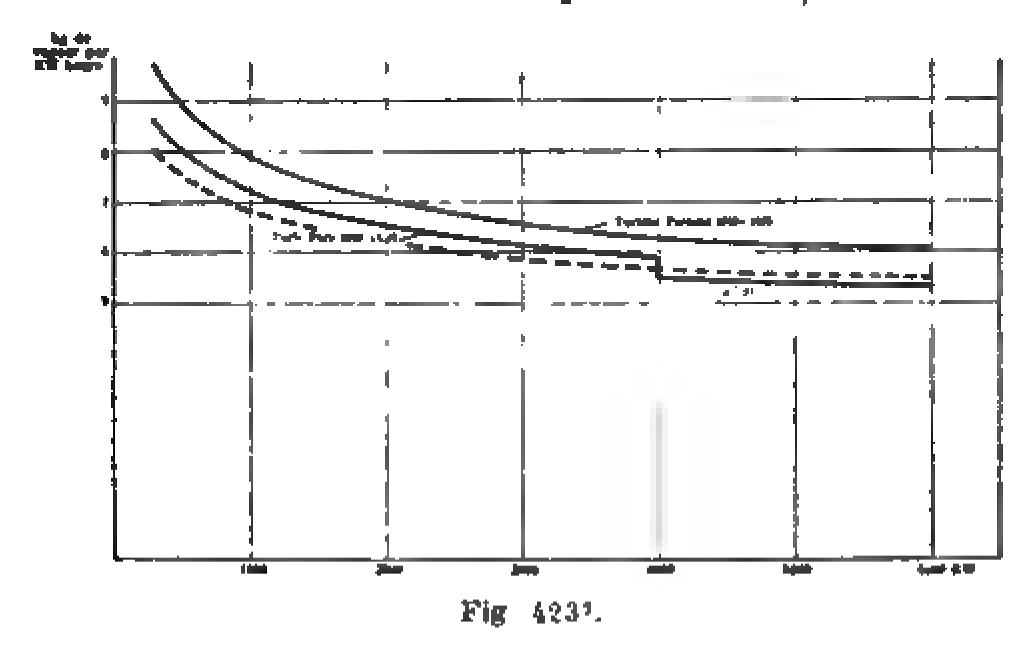


Fig 423[7].

330° C, avec 0,94 à 0,95 de vide. Les deux courbes en trait plein se rapportent au type à réaction pure avec un ou deux corps, la courbe en trait pointillé est celle de la turbine mixte (1).

(1) La turbine Tosi est identique en principe à celle de Brown-Boveri, elle en diffère par le réglage, le régulateur de sûreté et le palier à cannelures à reglage automatique. Voir G. Van Engelen, *la Mécanique à l'Exposition de Bruxelles*, Dunod et Pinat, 1911.

CHAPITRE IV

Sur quelques particularités des turbines.

---

§ I

Vitesse critique des arbres [1]. — *Équilibrage des roues, etc.*

162. — La vitesse critique d'un arbre portant une seule roue, déterminée au n° **142**, est indépendante de l'excentricité. Lorsque celle-ci n'est pas nulle, la flèche prend une valeur infinie pour la vitesse critique, et une valeur très grande dans le voisinage de celle-ci. En supposant au contraire la roue parfaitement centrée, l'équation d'équilibre posée au n° **142** devient :

$$y = \frac{fp}{g} \omega^2 y$$

et est satisfaite pour une valeur quelconque de y lorsqu'on a

$$\omega^2 = \frac{g}{fp},$$

c'est-à-dire à la vitesse critique, tandis qu'elle donne une flèche nulle pour toute valeur différente de la vitesse. Il y a donc intérêt à équilibrer le disque aussi parfaitement que possible pour réduire la flèche dans les conditions de fonctionnement normales, mais cet équilibrage ne modifie pas la vitesse critique ; lorsque celle-ci est atteinte, l'équilibre de l'arbre est indifférent quelle que soit l'excentricité, parce que la tendance de l'arbre à se redresser est proportionnelle à la flèche, et que la force centrifuge suit la même loi.

(1) Voir, sur la forme et les dimensions comparées des arbres dans les turbines de Laval, Rateau, Oerlikon, Zoelly, Brush-Parsons, Melms-Pfenninger, Tosi, Brown-Boveri : *Engg.*, 1910-2-66.

On peut baser sur cette remarque une première méthode pour la recherche de la vitesse critique d'un arbre portant un nombre quelconque de roues [1].

Première méthode.— L'arbre étant dessiné avec les charges P_1, P_2, etc., qui agissent en des points connus, traçons au jugé la forme de l'axe fléchi, et déterminons, au moyen des flèches mesurées y_1, y_2, etc., les forces infléchissantes, qui résulteraient d'une vitesse ω arbitraire, et qui sont $P_1 y_1 \omega^2$, $P_2 y_2 \omega^2$, etc. Nous pourrons ensuite tracer le diagramme des moments fléchissants, et en déduire l'élastique par les procédés de la résistance des matériaux. Si la ligne élastique ainsi trouvée coïncidait avec celle qui a servi de point de départ, ω serait précisément la vitesse critique, mais cette coïncidence serait fortuite. Supposons que la flèche trouvée sur l'une des forces, par exemple P_2, soit Y_2, plus grande que y_2 ; nous pouvons diminuer cette valeur trop grande en réduisant la vitesse, et nous rendrons $Y_2 = y_2$ en calculant ω' au moyen de la proportion :

$$\frac{\omega'^2}{\omega^2} = \frac{y_2}{Y_2},$$

attendu que les forces centrifuges sont proportionnelles aux flèches.

L'élastique modifiée ainsi pourrait coïncider entièrement avec celle dont les ordonnées sont y_1, y_2 etc., et, dans ce cas, ω' serait la vitesse critique cherchée.

Cependant, il n'en sera pas ainsi en général, et il faudra corriger par tâtonnements la ligne hypothétique pour obtenir un accord suffisant. On peut, dans l'application, tenir compte du poids propre de l'arbre, qu'on partage en tronçons, et qu'on traite comme les autres masses. Toutefois, la méthode approchée qui sera exposée ci-après est plus pratique et ne demande aucun tâtonnement.

Relation entre la vitesse critique et la période de vibration d'une pièce fléchie [2]. Supposons que l'arbre, avec les roues qu'il porte, soit

(1) STODOLA, *ouv. cité.* Un exemple d'application de cette méthode est donné par BAUER et LASCHE (*Schiffsturbinen, Oldenbourg,* 1909).
DELAPORTE, *Rev. de Méc.*, 1903-1-517.
(2) Cette relation est bien connue, tandis que le procédé qui en est déduit plus loin a été donné, pensons-nous, par M. ARTHUR MORLEY (*Engg.*, 1909-2-135 et 205). Voir sur le même sujet l'ouvrage de STODOLA.

soumis par unité de longueur à la charge p, constante ou variable ; soit y la flèche à la distance x comptée depuis l'une des extrémités, dans la section d'appui ou d'encastrement.

Pour la vitesse critique ω, l'effort par unité de longueur est, à la distance x :

$$\frac{p}{g}\omega^2 y.$$

En appelant M le moment fléchissant dans la même section, on sait que :

$$\frac{d^2 M}{dx^2} = \frac{p}{g}\omega^2 y.$$

On a aussi, par l'équation de déformation :

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M,$$

I étant le moment d'inertie de la section de l'arbre autour du diamètre. En combinant ces deux équations, il vient :

$$\frac{E\, d^2\left(I \frac{d^2 y}{dx^2}\right)}{dx^2} = \frac{p}{g}\omega^2 y$$

qui, lorsque l'arbre est de diamètre uniforme, se réduit à :

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = \frac{p}{g}\omega^2 y.$$

Considérons d'autre part l'arbre fixe, avec des masses distribuées de la même manière, fléchi par une cause initiale qui cesse d'agir ; la pièce vibrera autour de sa position d'équilibre suivant une loi harmonique simple, ou qui s'en écarte peu. On sait que, pour une pareille vibration, l'ordonnée de l'axe en un point varie avec le temps suivant une loi sinusoïdale ; on peut la considérer comme étant à chaque instant la projection de sa valeur extrême y, celle-ci tournant à la vitesse

angulaire ω', de telle manière que la période du mouvement vibratoire soit

$$\frac{2\varpi}{\omega'}.$$

L'accélération dans la position où la flexion est la plus grande est ainsi :

$$\omega'^2 y$$

et la réaction d'inertie correspondante est par unité de longueur :

$$-\frac{p}{g}\omega'^2 y.$$

La pièce fléchie tendant à se redresser, c'est comme si elle était sollicitée vers sa position droite par des forces normales égales et de signe contraire à celles qui auraient produit la flexion. Ces forces sont, pour l'unité de longueur, en fonction du moment fléchissant :

$$\frac{d^2M}{dx^2}$$

ou, d'après la théorie de la flexion :

$$\frac{E\, d^2\left(I\frac{d^2y}{dx^2}\right)}{dx^2}.$$

Comme il faut les changer de signe pour les égaler aux réactions d'inertie, l'équation de la pièce vibrante est identique à celle trouvée plus haut pour celle de la même pièce à la vitesse critique, sauf que ω' remplace ω ; le nombre de tours $\frac{\omega}{2\pi}$ à la vitesse critique est donc égal à la fréquence du mouvement vibratoire, à la condition toutefois qu'on puisse négliger l'inertie des masses due à leur mouvement de rotation dans le plan de flexion.

On tire de ces propriétés une *deuxième méthode approchée* qui permet de trouver la vitesse critique.

La période de la vibration, qui est indépendante de l'amplitude,

s'évalue en supposant que la forme de la pièce à l'extrémité de sa vibration est celle que produirait la charge statique p par unité de longueur. Cette hypothèse, qu'il paraît difficile de justifier d'une manière générale, se vérifie avec une très grande approximation, et donne même des résultats exacts dans quelques cas particuliers ; elle facilite la solution cherchée parce que la ligne élastique se détermine rapidement pour une pièce fléchie par des forces connues.

Soit :

$$y = f(x)$$

l'équation de l'axe fléchi par les forces croissant depuis zéro jusqu'à leur maximum pdx ; le travail de ces forces est, pour toute la pièce de longueur l :

$$\frac{1}{2}\int_0^l pydx.$$

Il est entièrement transformé en énergie de mouvement lorsque la pièce abandonnée repasse par sa position droite, ce qui donne l'équation :

$$\frac{\omega'^2}{2g}\int_0^l py^2dx = \frac{1}{2}\int_0^l pydx,$$

d'où on tire :

$$\omega'^2 \text{ ou } \omega^2 = \frac{g\int_0^l pydx}{\int_0^l py^2dx}.$$

Cette formule, dans laquelle ω' désigne aussi la vitesse critique de l'arbre tournant, doit être modifiée lorsqu'il porte des roues présentant un moment d'inertie assez grand autour d'un axe transversal ; le plus souvent, cependant, les roues se trouvent dans la région centrale, où l'inclinaison de la fibre est faible, et la correction est alors négligeable ; elle tend à relever la vitesse critique. En introduisant dans l'équation du travail le couple des forces dues à l'inclinaison, on trouve que le dénominateur de l'expression précédente doit être remplacé, pour obtenir ω^2, par

$$\int_0^l py^2dx - \int p\mathrm{R}^2\alpha^2dx$$

R est le rayon de giration du poids pdx autour d'un axe passant par son centre et perpendiculaire à l'arbre, α est l'angle maximum de déviation qui se mesure sur l'élastique.

Cette correction ne s'applique pas à la vibration transversale, pour laquelle le terme supplémentaire doit être ajouté et non retranché.

Applications. — I. — *Charge p continue et uniformément répartie, arbre appuyé.*

L'équation de la fibre fléchie est, comme on sait :

$$y = \frac{p}{12EI}\left(\frac{x^4}{2} - lx^3 + \frac{l^3x}{2}\right)$$

Les deux intégrales qui figurent dans l'expression donnée plus haut pour la vitesse critique se calculent immédiatement, et on obtient :

$$\omega = \sqrt{\frac{3024}{31}} \times \frac{1}{l^2}\sqrt{\frac{gEI}{p}}$$

La fraction comprise sous le radical vaut 97, 548...., tandis que la valeur de π^4 est 97, 409...., on peut donc écrire, en modifiant très peu la valeur trouvée :

$$\omega = \frac{\pi^2}{l^2}\sqrt{\frac{gEI}{p}}$$

ce qui est la valeur trouvée analytiquement par Stodola et divers auteurs pour la première vitesse critique [1].

II. — *Même charge, arbre encastré aux deux extrémités.*

L'élastique est

$$y = \frac{p}{24EI}(x^4 - 2lx^3 + l^2x^2)$$

on trouve

$$\omega = \sqrt{504} \times \frac{1}{l^2}\sqrt{\frac{gEI}{p}}$$

(1). Dans la solution analytique, qui résulte de l'intégration de l'équation d'équilibre, on trouve naturellement toutes les formes possibles de flexion y compris celles comportant 1, 2, 3..., nœuds intermédiaires, ce qui fait apparaître des vitesses critiques supérieures, généralement sans importance pour l'application, surtout si on se tient en dessous de la vitesse critique la plus faible.

Le coefficient numérique est, pour la valeur exacte :

$$\frac{9}{4}\pi^2 \text{ ou } 22{,}2066...,$$

au lieu qu'on a ici

$$\sqrt{504} \text{ ou } 22{,}4499.$$

L'accord, moins parfait que pour le cas précédent, est encore très satisfaisant.

III. — *Arbre défini par la figure* 423⁸, *appuyé sur paliers à rotules, et chargé de huit roues* (1). Il faut commencer par chercher la forme de l'élastique par la méthode connue ; on trouve le moment fléchissant au moyen du triangle des forces, puis, on intègre deux fois l'équation,

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI}$$

Le moment d'inertie étant variable, on divise les ordonnées M par EI, et on obtient la figure II discontinue, sur laquelle on opère comme s'il s'agissait d'une pièce chargée dont on chercherait les moments fléchissants ; on trouve finalement la courbe III représentant la pièce déformée.

Les indications portées sur la figure permettent d'établir l'échelle des y (on observera qu'elles se rapportent à la figure avant réduction).

Les relevés faits sur la courbe III des ordonnées qui correspondent aux forces permettent de remplir le tableau suivant :

Nos	p	y	y^2	py	py^2
1	52	4.5	20.25	234	1053
2	216	19.5	380.25	4212	82134
....	.....	.....	....	....	....
....	.....	.....	....	....	....
10	61	13.5	182.25	823.5	11117.25
				38058.3	806523.25

(1) Voir Morley, cité p. 533.

Les ordonnées y ayant été mesurées sans tenir compte de l'échelle, qui est $\frac{1000}{3}$, on a

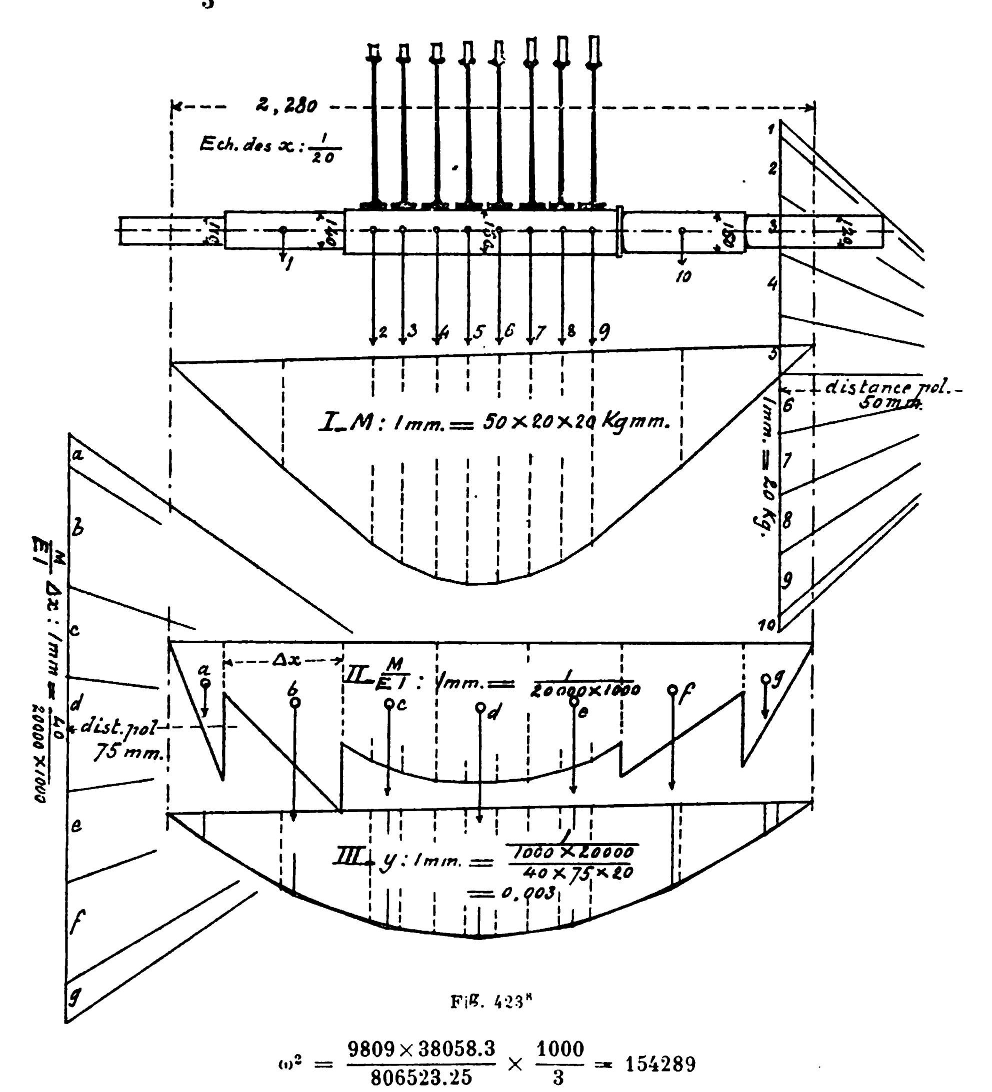


Fig. 423[a]

$$\omega^2 = \frac{9809 \times 38058.3}{806523.25} \times \frac{1000}{3} = 154289$$

$$\omega = 392.8$$

$$n = \frac{60}{2\pi}\omega = 3750 \text{ tours par minute.}$$

Un pareil arbre, qui n'a d'ailleurs pas été réalisé, ne pourrait être employé pour une turbine fonctionnant normalement à **3000** tours ; il faudrait, ou bien augmenter son diamètre pour relever sa vitesse critique de manière à ce que la marge soit encore suffisante pour les excès accidentels de vitesse, ou bien rendre les paliers rigides, ce qui aurait probablement pour effet de doubler à peu près la vitesse critique ; on pourrait encore amincir l'arbre de manière à abaisser franchement sa vitesse critique en dessous de **3000** tours, en prenant les précautions nécessitées pour les mises en train.

Formule de Dunkerley — Cette formule empirique, qui se vérifie expérimentalement avec une approximation suffisante, est applicable au cas d'un arbre portant des charges isolées. Soit ω la vitesse critique de l'arbre tournant seul, ω_1 celle de l'arbre portant la première roue, ω_2 celle de l'arbre avec la seconde roue, et ainsi de suite, ces dernières vitesses étant calculées sans tenir compte de la masse de l'arbre ; soit enfin Ω la vitesse critique de l'arbre portant toutes ses roues. La relation posée par Dunkerley est

$$\frac{1}{\Omega^2} = \frac{1}{\omega^2} + \frac{1}{\omega_1^{\,2}} + \frac{1}{\omega_2^{\,2}} + \cdots$$

Nous avons vu plus haut comment on détermine ω pour un arbre de section uniforme (application I) ; pour une section variable, on pourrait employer la méthode graphique (application III) ; il faut remarquer cependant que le terme qui se rapporte à l'arbre seul peut souvent être négligé. Quant aux vitesses ω_1 ω_2 etc., on pourrait les trouver par la même méthode graphique employée successivement pour chacune des roues, mais la formule n'aurait alors aucune utilité, car il n'est pas plus long de faire la recherche pour l'arbre chargé de toutes ses roues. Dans le cas où l'arbre peut être considéré comme ayant un diamètre uniforme, et en supposant qu'on néglige le couple d'inertie de la roue autour de son diamètre, on a lorsque l'arbre est appuyé :

$$\omega_1^{\,2} = \frac{3g\mathrm{EI}}{\mathrm{P}_1} \frac{l}{l'^{\,2}_1 l''^{\,2}_1}$$

(P_1 poids de la roue, l longueur de l'arbre, l'_1 l''_1 longueur des segments compris entre la roue et les extrémités).

162 *bis*. — *Équilibrage des roues*. — Pour annuler la flèche de l'arbre en même temps que pour éviter les réactions anormales sur les tourillons dans la rotation normale qui s'écarte toujours de la vitesse critique, il faut donner à l'arbre portant ses roues une disposition telle que l'axe de rotation soit axe principal d'inertie ; cet équilibrage parfait n'est jamais réalisé, mais on peut s'en approcher en centrant d'abord chacune des roues aussi bien que possible, et en vérifiant après coup l'arbre complet.

La pièce à vérifier est montée sur un arbre horizontal reposant sur des paliers portés par des chariots mobiles horizontalement, et on la fait tourner rapidement en l'entraînant par une courroie à brins verticaux qui n'empêche pas les mouvements des chariots. Les balourds se traduisent par une oscillation des paliers, et on détermine par tâtonnements l'importance et la position des masses à ajouter pour parfaire l'équilibrage.

Il est évident que si on se place au point de vue de la douceur de rotation, et si on ne cherche pas à limiter les flexions de l'arbre, on peut équilibrer le système au moyen de deux masses convenablement calculées et orientées dans deux plans choisis aux extrémités de l'arbre, par exemple sur la première et la dernière roue, ou bien sur les sections extrêmes du rotor. En donnant à l'arbre assez de raideur pour que la vitesse de marche soit notablement en dessous de la vitesse critique, on évite les flexions qui pourraient amener des contacts entre l'arbre et les cloisons séparant les cellules. Sous ce rapport, il convient de raccourcir l'arbre en diminuant le nombre des cellules, ce qui est conforme à la tendance actuelle ; la forme renflée au milieu et le forage central de l'arbre élèvent aussi la vitesse critique.

Le procédé d'équilibrage par voie expérimentale est rendu très sensible par l'application des propriétés de la résonnance. Chacun des paliers de la machine d'essai est maintenu entre deux ressorts horizontaux qui se font équilibre au repos, ou lorsque le système est parfaitement centré; la masse à essayer, avec les ressorts qui tendent à la

ramener dans la position moyenne, possède une période d'oscillation naturelle qu'on peut déterminer. Lorsque la vitesse de rotation du système qui porte un balourd est telle que la durée d'un tour correspond à un multiple ou à un sous-multiple de cette période, l'amplitude des oscillations augmente fortement. On démontre que les oscillations ont un certain décalage par rapport au balourd, mais il suffit, pour le déterminer, de faire tourner le système en sens opposé, ce qui produit un décalage symétrique du premier et fait connaître le rayon sur lequel il faut placer la masse additionnelle.

Dans les petites turbines Parsons et B. B.-Parsons au-dessus de 1500 tours, les paliers sont agencés de manière à donner aux tourillons une certaine mobilité, suffisante pour permettre au tambour de tourner autour de son axe naturel de rotation, qui diffère toujours très peu de l'axe commun des tourillons. Les coussinets sont formés de plusieurs bagues concentriques emboîtées, dans le jeu desquelles pénètre l'huile sous pression qui sert à la lubrification; les vibrations qui tendraient à se produire seraient d'ailleurs amorties par la résistance des ménisques liquides comprimés par le déplacement des bagues.

Enfin, dans nombre de turbines existantes, les coussinets sont supportés dans des appuis sphériques, qui ont pour but de corriger, par la mobilité autour de leur centre, un léger défaut d'alignement des tourillons de l'arbre.

162 *ter*. — *Circulation d'huile*. — Destinée à limiter la température des tourillons, elle agit en abaissant le coefficient de frottement et en enlevant la chaleur dégagée par le travail du frottement.

Soient f le coefficient de frottement, p la pression par centimètre carré du plan diamétral, d et l les dimensions du tourillon en centimètres, P la charge, n le nombre de tours par minute.

On a

$$p = \frac{P}{dl}$$

tandis que le travail du frottement par seconde est

$$\frac{\pi f p\, n d^2 l}{100 \times 60}$$

Soit q le poids de l'huile circulant par seconde entre les surfaces frottantes, qui s'échauffe depuis la température t jusqu'à la température t', et dont la chaleur spécifique est c ; on a, en égalant les quantités de chaleur produite et absorbée, en supposant que la perte par rayonnement soit nulle :

$$\frac{\pi f p n d^2 l}{100 \times 60} = qcE\,(t'-t)$$

D'après les expériences de Beauchamp-Tower (1er facicule n° 26), on a en moyenne :

$$fp = 0.036$$

Pour diminuer la quantité de chaleur produite, il faudrait donner à d une valeur aussi réduite que possible, car, pour ne pas exagérer la pression, il convient de maintenir le produit dl à peu près constant. L'équation permet de déterminer q lorsqu'on donne t et t'; on peut prendre $c = 0,4$.

L'huile doit être refroidie à la température t avant d'être reprise par la pompe [1].

D'après les expériences de Lasche, pour les grandes vitesses des tourillons des turbines, la loi de Beauchamp-Tower doit être remplacée approximativement par :

$$fp = \frac{2}{t}$$

Il est facile de modifier l'équation donnée plus haut en tenant compte de cette valeur.

Les paliers ont souvent une circulation d'eau à l'intérieur des coussinets. L'échauffement est alors limité parce que les deux fluides absorbent ensemble la chaleur produite par le frottement. On peut trouver une relation entre l'échauffement de l'huile, l'échauffement de l'eau et la surface du coussinet en contact avec ce dernier fluide, et déterminer finalement la température produite en fonction des débits des deux circulations. De pareils calculs sont évidemment un peu aléatoires, à cause de l'incertitude des coefficients de transmission.

(1) Dans la turbine Sulzer essayée par M. Stodola (p. 524) le régime des températures à pleine puissance est à peu près le suivant : l'huile atteint aux paliers environ 50°, elle parvient au réfrigérant à 44°, et est refroidie par celui-ci à 39°. Le réfrigérant tubulaire est à circulation d'eau à l'intérieur des tubes.

§ II

Régularité

163. — L'équilibre statique du régulateur finit toujours par subsister lorsque le régime est rétabli après une perturbation ; la vitesse de rotation peut donc être maintenue, à l'état de régime, entre des limites aussi resserrées qu'on le veut, et qui ne dépendent que des propriétés statiques du régulateur.

Mais les écarts de vitesse les plus importants se produisent au moment des variations de charge, le régulateur n'obéissant pas d'abord assez vite et exagérant ensuite son action comme pour tous les moteurs auxquels on l'applique.

La théorie dynamique de l'ensemble formé par la turbine et son régulateur est du même genre que pour la machine à piston (1er fasc.) ; elle en diffère un peu par le fait que, dans la turbine, le couple moteur reste constamment sous la dépendance du régulateur, alors que dans le moteur à piston, il échappe à son influence pendant l'intervalle de deux déclenchements, c'est-à-dire pendant un demi-tour. Il faut remarquer aussi que, dans la machine à piston, l'irrégularité du couple entraîne des écarts de vitesse dans le tour, ce qui oblige à limiter la sensibilité du régulateur ; dans les turbines, au contraire, on peut élever cette sensibilité autant qu'on le veut. Le problème du réglage de la turbine à vapeur se rapproche ainsi davantage de celui des turbines hydrauliques (2e fasc.).

On emploie des régulateurs à ressorts, qui sont nécessairement à grande vitesse par suite des conditions de la commande, et à masses relativement petites. Si on fait abstraction des effets dynamiques du régulateur proprement dit, qui, d'après sa nature, sont très réduits, on peut considérer cet appareil comme un tachymètre et suivre la méthode exposée pour les moteurs hydrauliques.

On peut supposer que la liaison du manchon avec la soupape de réglage est faite de telle manière que le couple moteur varie, à vitesse

constante, proportionnellement au déplacement du manchon (la forme donnée aux orifices de l'obturateur peut contribuer à ce résultat). Le couple moteur diminue, pour le même étranglement, lorsque la vitesse augmente, ce qui donne aux lignes de régime de M. Léauté (2e fasc., n° 78) une allure analogue à celle qu'on aurait pour les turbines hydrauliques.

Nous avons vu dans ce cas que les oscillations de vitesse sont d'autant moins grandes et s'amortissent d'autant plus vite (2e fasc., n° 79), que le coefficient

$$m = \frac{T\Theta}{F}$$

est plus petit.

Dans cette expression, T est la puissance maximum de la turbine à régulateur complètement ouvert, F est la force vive de tout le système tournant, Θ est un coefficient dont l'inverse mesure la vitesse de déplacement de la vanne de réglage, remplacée ici par la soupape.

Si on compare une turbine à une machine à piston de même puissance, on constate que la force vive est du même ordre dans les deux machines, car si le moment d'inertie est plus faible pour la turbine, la vitesse angulaire est beaucoup plus considérable. Il y a donc des raisons pour que les perturbations de vitesse s'éteignent aussi facilement dans les turbines que dans les machines à piston, et c'est ce que l'expérience démontre. Lorsqu'on enlève, par exemple, la moitié de la charge d'une turbine, le nouveau régime se rétablit au bout de quelques secondes, après un petit nombre d'oscillations de faible amplitude. Quant à l'écart de vitesse entre la marche à vide et la pleine charge, il dépend uniquement du coefficient de régularité du tachymètre : on sait qu'il ne faut pas exagérer ce coefficient, parce que le régulateur prévient d'autant mieux les écarts de vitesse pendant les perturbations qu'il est moins isochrone (2e fasc., n° 79).

Dans le cas de la machine à pistons à multiple expansion, la vapeur des réservoirs intermédiaires retarde le réglage ; la turbine se trouve plus ou moins dans le même cas ; on démontre cependant que la pression tombe très rapidement lorsque la soupape de réglage se ferme (Voir *Stodola*).

Le défaut d'action toujours possible par suite du calage de la soupape ou de sa tige est prévu dans presque toutes les turbines ; c'est la raison qui fait recourir au réglage par pulsations, dans lequel la soupape n'est jamais immobile ; de plus, on a vu que l'emploi d'un régulateur de pare-emballement est général. Dans les turbines hydrauliques, la vitesse à vannage ouvert et à charge nulle est limitée à peu près au double de la vitesse normale. La vitesse que prendrait une turbine à vapeur dans les mêmes circonstances serait beaucoup plus grande par rapport à la vitesse normale, et, bien qu'il soit difficile de la déterminer par la théorie, on est à peu près certain qu'elle serait dangereuse pour la résistance des roues.

Les conditions de régularité qu'on s'impose sont que la charge étant brusquement enlevée, l'augmentation momentanée de vitesse ne doit pas dépasser un certain *quantum*, par exemple 5 %, et que le nouveau régime doit se rétablir après un certain temps, par exemple 20 secondes au plus.

§ III

Condensation. — Turbines Rateau utilisant des vapeurs d'échappement. Turbines à dérivation de vapeur de chauffage.

164. — *Condensation.* — L'importance d'un vide élevé a été signalée précédemment (voir le diagramme de la figure 402). Pour les machines à piston, le gain de travail obtenu en prolongeant la détente au delà des limites habituelles serait plus que compensé par les résistances passives supplémentaires auxquelles donneraient lieu les cylindres de dimensions exagérées ; l'influence des parois s'en trouverait aussi aggravée. Les machines à piston sont donc à détente d'autant plus incomplète que la pression du condenseur est plus faible. En recourant au diagramme entropique, on verrait que le bénéfice d'un meilleur vide est négligeable à partir d'une certaine limite, facilement réalisable dans les condenseurs ordinaires (3[e] fasc., n° 122). Quelques expériences faites sur la machine compound du Laboratoire de Gand pour élucider cette

question ont montré que, pour cette machine, la consommation par cheval-indiqué n'augmente que d'une quantité insignifiante lorsque la contre-pression passe de 0,12 à 0,15 kg., et qu'elle s'élève ensuite d'une manière assez prononcée (fig. 423[9], où la contre-pression est en abcisses, et la consommation en ordonnées dont la tête seule est représentée). La marche la plus économique semble correspondre, dans les conditions où ces expériences ont été faites, à la contre-pression de 0,12 kg., de sorte qu'il est inutile de réaliser un meilleur vide; les différents régimes étaient obtenus en créant une rentrée d'air dans le condenseur par surface. La question est d'ailleurs plus complexe, parce qu'il faudrait tenir compte du travail différent de la pompe à air, et de la température d'alimentation qui se modifie.

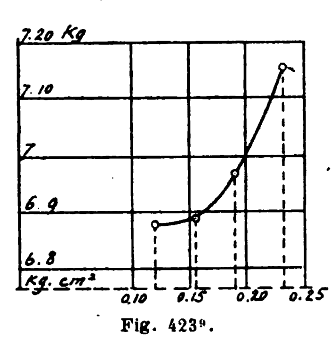


Fig. 423[9].

Le cas est très différent pour les turbines, où la détente peut se poursuivre, moyennant l'adjonction d'éléments assez nombreux, jusqu'aux pressions les plus basses. Les frottements additionnels du fluide sur les roues et dans les canaux, qui s'abaissent avec la pression, conservent une valeur modérée malgré l'augmentation de diamètre, et la turbine peut utiliser la partie inférieure du cycle.

Pour recueillir le bénéfice d'un meilleur vide, il est évident que la turbine doit être disposée en conséquence, et comporter dans ses étages inférieurs les sections nécessaires pour écouler avec les vitesses prévues le grand volume qui résulte de la prolongation de la détente ; le rendement s'abaisse alors lorsque le vide est moins bon, par exemple lorsque la température de l'eau d'injection ou de circulation s'élève. On peut compter dans les circonstances normales que cette température n'est pas supérieure à 15°.

D'après la formule établie pour les condenseurs à surface (p. 437), on voit que si le débit d'eau froide et la surface condensante sont maintenus constants, la température de la vapeur à l'échappement doit s'élever comme la température de l'eau froide à l'entrée ; il en est du moins ainsi lorsque la quantité de chaleur à absorber ne varie pas. En réalité,

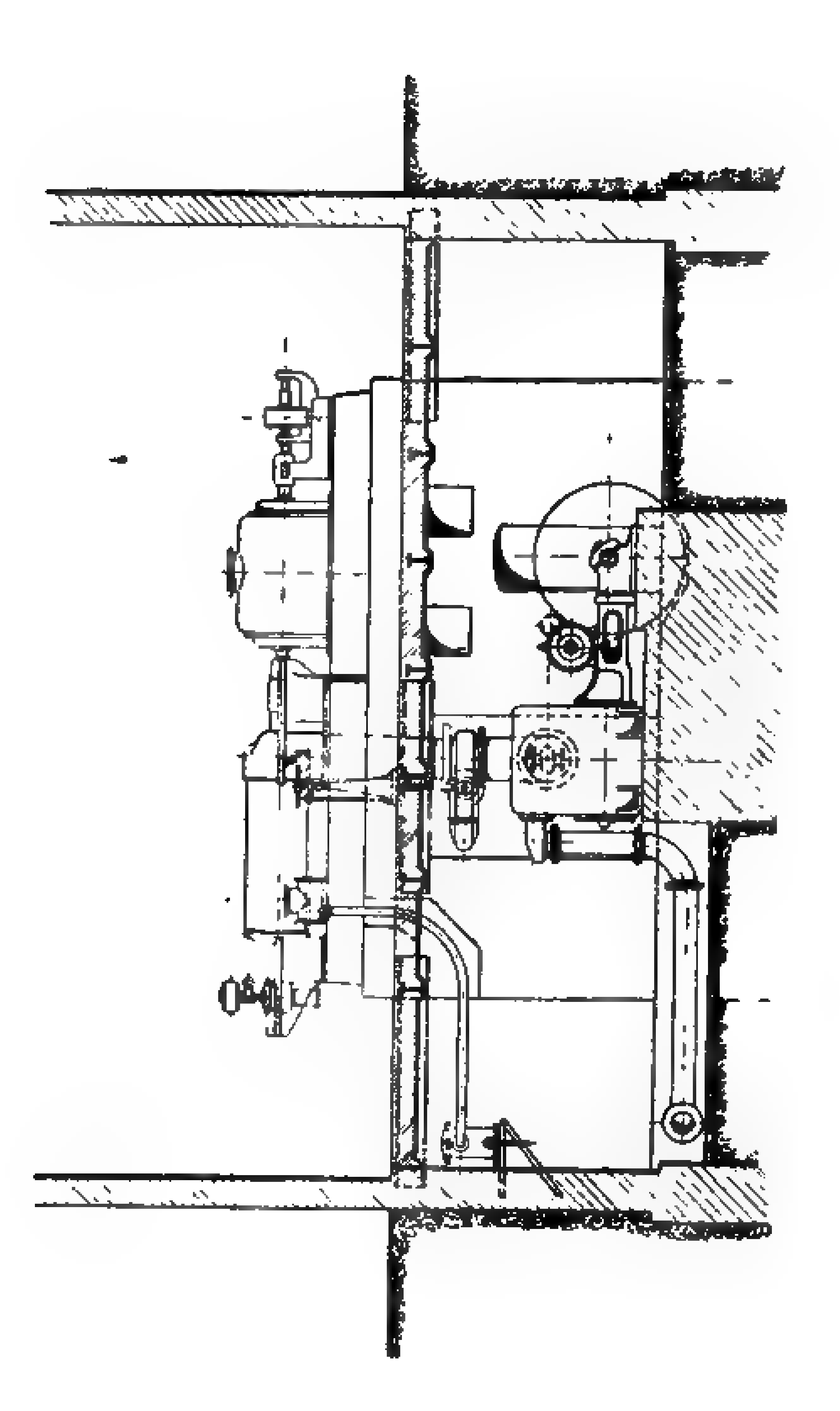


Fig. 424.

Fig. 425

la température de l'échappement doit s'élever un peu plus, attendu que le rendement calculé sur la chaleur fournie devenant moins bon, la quantité de chaleur à absorber augmente pour la même puissance.

L'élévation d'un degré de la température de l'eau froide entraîne une augmentation de consommation qu'on peut évaluer à 0,6 % dans la plupart des turbines, pour autant qu'on ne s'écarte pas trop de la région habituelle.

Des expériences de M. Stodola sur la turbine Sulzer, où les consommations ont été relevées pour différents vides, on peut conclure que la dépense augmente de 8 % lorsque la contre-pression augmente de 0,13 kg. au-dessus de sa valeur normale, qui est de 0,046 kg.

Ces corrections peuvent se modifier d'une turbine à l'autre, il est bon de les examiner théoriquement.

On adapte à ces machines tous les systèmes de condensation usités pour les moteurs à piston (voir 1re partie, chap. VI). Les rentrées d'air peuvent être plus facilement empêchées ; à volume égal d'eau réfrigérante, les condenseurs de turbines donnent donc un meilleur vide. Le condenseur à surface retrouve tous ses avantages au point de vue de l'alimentation des chaudières, attendu que la vapeur traverse la turbine sans être en contact avec aucun organe graissé ; de plus, avec le condenseur à surface, l'air contenu dans l'eau réfrigérante n'exerce aucun effet nuisible, comme c'est le cas pour la condensation par mélange.

Le condenseur à mélange (fig. 424) est muni d'une pompe à air à piston actionnée par un moteur séparé. Dans la condensation par surface (fig. 425), la pompe de circulation est centrifuge, la pompe à air extrait l'air en même temps que l'eau chaude provenant de la vapeur condensée. Ces pompes sont commandées par un moteur auxiliaire unique, ou par des moteurs séparés. La pompe à air Brown Boveri, dont les figures 426 et 426 *bis* (1) représentent un spécimen à simple cylindre, dérive de la pompe Edwards (127 *bis*), mais la compression s'y fait en deux temps, dans le but d'éviter la réduction de capacité qui provient de l'espace nuisible. Les pompes plus grandes se font à trois

(1) D'après un dessin communiqué par la maison Brown Boveri et Cie ; les figures 424 et 425 sont données par la même maison comme dispositions générales d'installations.

corps, actionnés par coudes à 120°, avec induit du moteur directement calé sur l'arbre, tandis que dans les pompes plus petites, l'attaque a lieu par une chaîne Renold. La course étant réduite, ces pompes fonctionnent sans chocs à de grandes vitesses.

Les condenseurs à surface, à cause de leur faisceau en cuivre, sont fort coûteux ; le calcul de la surface condensante et du volume d'eau à employer est le même que pour la machine à piston, en tenant compte

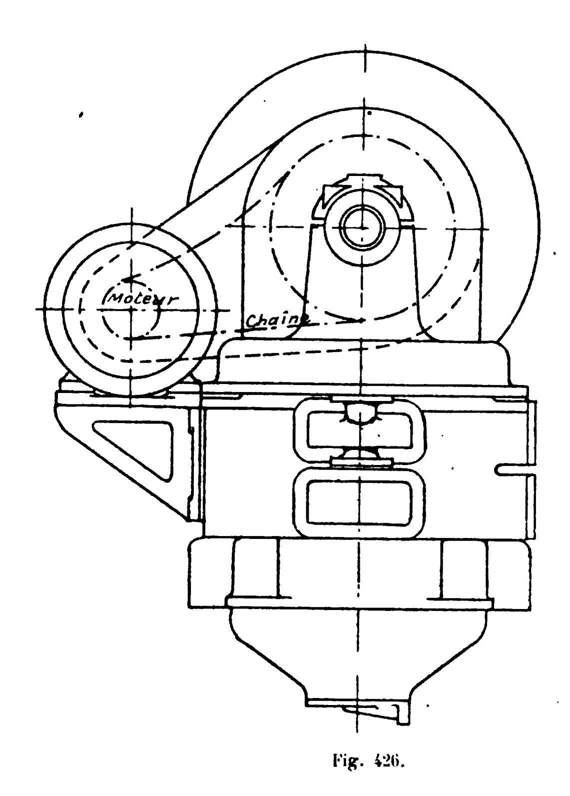


Fig. 426.

de la température plus basse à réaliser.

Ainsi qu'on l'a vu à propos des condenseurs des machines ordinaires, il y a avantage à séparer l'extraction de l'eau et celle de l'air, à la condition que ce dernier fluide soit refroidi à son point de départ par une disposition convenable du courant de circulation. Beaucoup de conden-

seurs à surface sont disposés ainsi ; la figure 426[2] donne la disposition du condenseur Sulzer pour 2000 kw, soit environ 14000 kg. de vapeur à l'heure en charge normale. Il comprend 1743 tubes en laiton de 22-24 mm de diamètre et 2,87 m de longueur utile, soit une surface condensante de 345,74 m². L'eau effectue les quatre parcours indiqués par les chiffres I à IV, à cause des chicanes placées dans les chambres

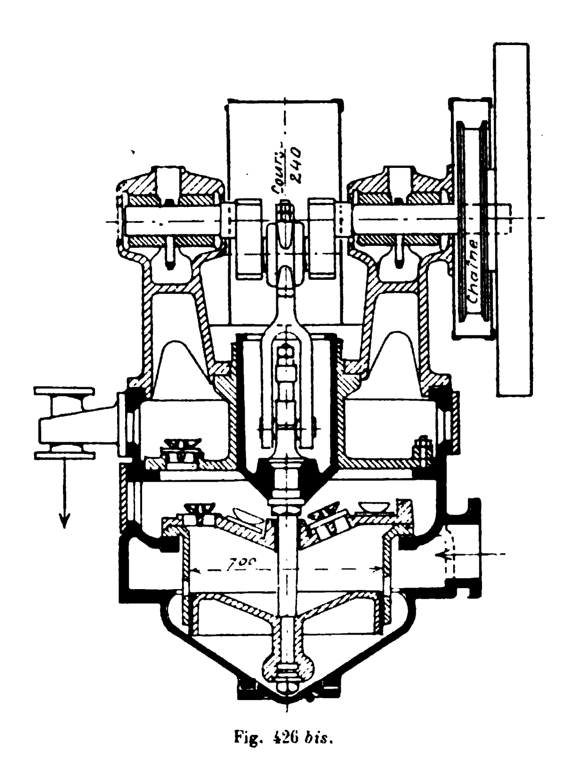


Fig. 426 *bis*.

des extrémités. L'air est extrait par la tubulure A du compartiment le plus froid au moyen d'une pompe Leblanc, tandis que l'eau de condensation est extraite du fond et refoulée aux chaudières par une pompe centrifuge.

Nous extrayons des expériences de M. Stodola sur la turbine munie de ce condenseur, les données ci-contre :

Puissance développée	3032 chvx
Pression absolue avant le modérateur	12,52 kg.
Température — —	289°6
Température à l'entrée du condenseur.................	32°
Pression de l'air à la tubulure d'aspiration A	0,046 kg.
Température de l'eau de condensation à la tubulure E	29°97
Température de l'eau de circulation à l'entrée	16°45
— — à la sortie	26°36
Poids de vapeur dépensé à l'heure	14199,3 kg.

On peut calculer, d'après ces relevés, la chaleur absorbée à l'heure par l'eau de condensation, en supposant le rayonnement négligeable, et en déduire le volume de l'eau de circulation, qui est de 788 m³ à l'heure, environ. En supposant, comme nous l'avons admis dans la théorie du condenseur à surface (133), que la transmission s'effectue proportionnellement au carré de la différence de température, on trouve

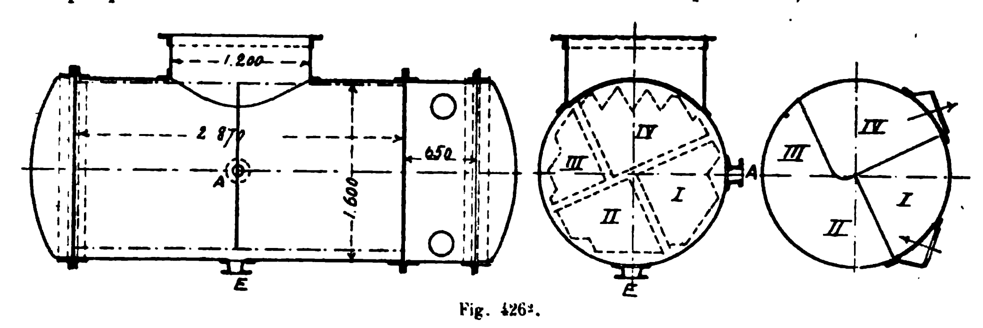


Fig. 426³.

pour le coefficient M (mètre carré-heure) la valeur 226, beaucoup plus considérable que celle trouvée pour le petit condenseur du Laboratoire de Gand. Ce résultat confirme les observations déjà faites à propos du condenseur *Contraflo* de Weighton, et d'où il résulte que ce coefficient s'élève considérablement lorsque la vitesse de l'eau augmente et lorsque la proportion d'air diminue ; nous avons relevé ainsi, au n° 135, que dans l'une de ces expériences le coefficient M s'élève à 122, avec une vitesse de circulation de 1,10 m par seconde (elle atteint 1,32 m dans le condenseur Sulzer).

La proportion d'air exerce une influence très grande sur le coefficient. Ainsi M. Stodola a fait sur le condenseur Sulzer une expérience dans laquelle on a laissé rentrer environ 40 kg. d'air par heure ; en répétant

le calcul indiqué plus haut, nous trouvons que le coefficient M s'abaisse à 21 ou 22, avec une vitesse de circulation qui n'est pas sensiblement différente de celle de la première expérience.

M. le professeur Josse a fait de nouvelles expériences d'où il conclut que la chaleur transmise de la vapeur à l'eau de circulation est proportionnelle à la simple puissance de la différence des températures des deux fluides, tandis qu'elle serait d'après nous proportionnelle au carré de cette différence, loi qui est admise aussi par Weiss. Il est à remarquer que nos expériences ont été faites sur un condenseur de machine à piston qui donnait lieu à une rentrée d'air beaucoup plus importante que celle d'un condenseur de turbine. M. Josse constate d'ailleurs aussi que le coefficient, qui a évidemment une valeur très différente de celui que nous désignons par M, est fortement abaissé par la présence de l'air, et qu'il s'élève avec la vitesse de l'eau dans les tubes (1).

La conclusion à tirer de ces remarques est que le calcul de la surface condensante et du volume d'eau à refouler repose sur des bases assez incertaines ; on a intérêt à ne pas exagérer la surface, à cause de son prix élevé, et il résulte heureusement de la théorie (133), qu'un manque de surface peut être compensé par une augmentation du volume d'eau réfrigérante ; il sera donc prudent de prévoir la pompe assez largement.

Pompes rotatives à air sec. — Outre les difficultés de commande que présentent les pompes à air sec lorsqu'elles sont à piston, leur débit diminue par suite de l'échauffement ; ces pompes ont en effet à réaliser un taux de compression élevé (voir les remarques de M. Leblanc, note 2, page 428). On évite ces difficultés en employant différentes formes de pompes rotatives commandées avec la pompe de circulation et la pompe d'extraction par une même ligne d'arbres mue par une petite turbine auxiliaire.

Pour ces vitesses de rotation beaucoup plus grandes, M. Leblanc modifie le tracé des aubes de la pompe d'éjection décrite à la page 428 comme dans la figure 426^3 (Voir *Annales de l'Association technique maritime*, *1910*).

(1) D'après le mémoire de M. Josse, reproduit dans *Engg.*, 1908-2-802, le coefficient serait de 2640 (mètre-carré, heure, degré) pour une vitesse de 0,50; il s'élèverait à 4350 en triplant la vitesse. Nous trouvons 2258 pour le condenseur Sulzer fonctionnant normalement, et 730 dans l'expérience faite avec rentrée d'air.

La *Société A. E. G.* de Berlin emploie depuis l'année 1909 un ensemble représenté par la figure 426^4. La petite turbine motrice A

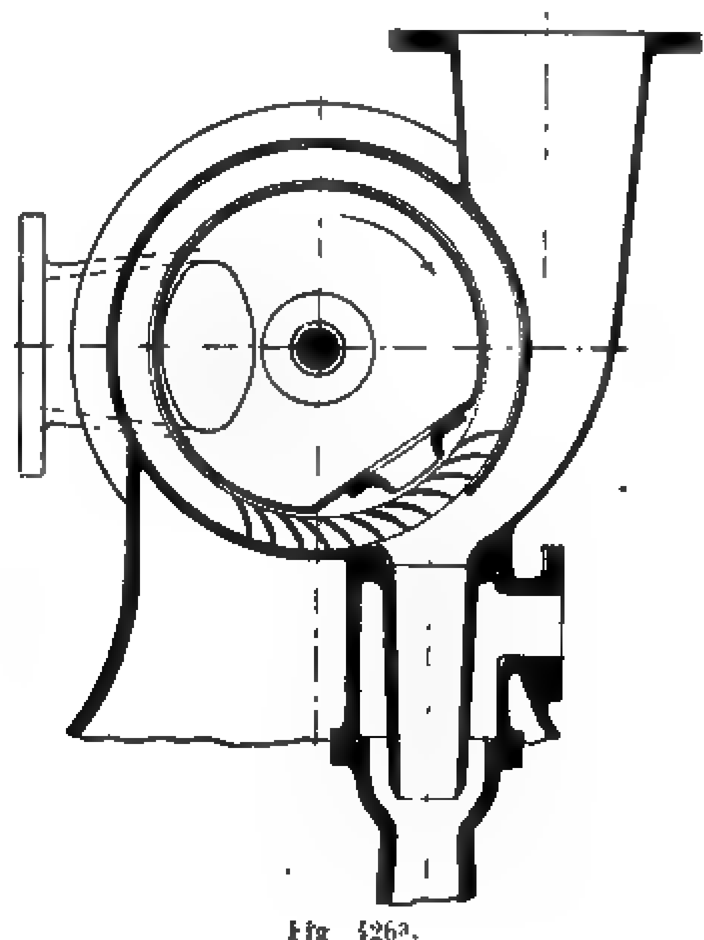


Fig. 426^3.

tourne à 1000 tours pour les grandes installations, à 2880 pour les plus petites ne demandant que 150 à 450 m^3 d'eau réfrigérante à l'heure ; sa vapeur d'échappement étant reprise par un étage (ordinairement le

Fig. 426^4

second) de la turbine principale, la question de rendement est peu importante. La pompe de circulation C est hélicoïde, et non centrifuge, ce sys-

tème se prêtant mieux à la très grande vitesse imposée par le moteur avec une pression de refoulement assez faible (1), suivant les considérations développées dans le 7e fascicule (3e éd. n° 120).

La pompe à air sec est représentée en D_1 ; elle se compose d'une petite roue centrifuge aspirant un courant d'eau froide et la refoulant en veines bien détachées l'une de l'autre par des aubes épaissies à la

Fig. 426[5].

circonférence (fig. 426[5]) ; ces veines sont reçues dans des canaux pratiqués dans les faces de deux plateaux parallèles appliqués l'un contre l'autre et forment des masses isolées qui enferment de petits volumes d'air amenés au joint compris entre la roue et la partie fixe. Il faut remarquer que ce système n'agit pas comme diffuseur, attendu que

(1) Cette pression est donnée par la perte de charge, qui est proportionnelle au rapport de la longueur des tubes à leur diamètre et au carré de la vitesse de l'eau. Dans le condenseur Sulzer dont il est parlé plus haut (tubes de 2,87 m de long et 22 mm de diamètre intérieur, 4 parcours, vitesse 1,32 m), la résistance est de 2,10 m d'eau.

les canaux sont convergents ; la force vive de l'eau se transforme en travail de compression de l'air au fur et à mesure qu'elle s'éteint (1).

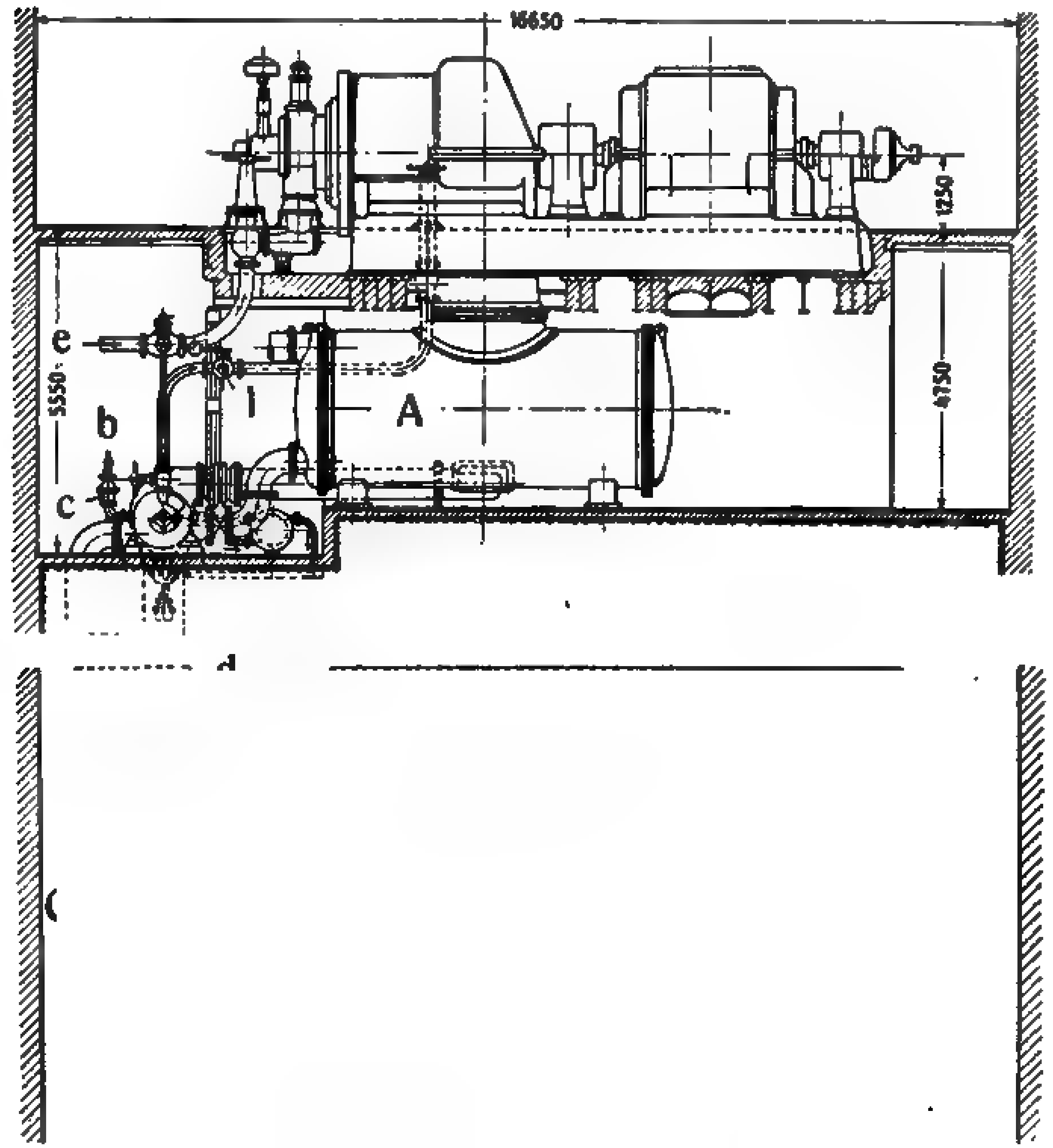


Fig. 526a

L'eau employée à la compression de l'air saturé s'échauffe et doit être remplacée, mais comme on perdrait la petite quantité de vapeur

(1) La théorie de cet appareil n'a pas encore, pensons-nous, été examinée de très près. La figure que nous donnons, reproduite d'après une publication de l'A. E. G., et où sont représentées les veines qui s'incurvent par le ralentissement des parties extérieures, est pourtant vraisemblable.

condensée qui s'y ajoute dans les canaux compresseurs, il est préférable de la refroidir dans un réfrigérant alimenté par une dérivation branchée sur le refoulement de la pompe de circulation et qui retourne au tuyau d'aspiration de cette pompe.

En se reportant à la figure 426^6, on remarque en A le condenseur à surface, dans lequel l'eau de circulation est refoulée par deux pompes C disposées en parallèle (il s'agit d'une turbine de 7500 kw) ; D est la turbine motrice, alimentée par une prise de vapeur *f* de la canalisation principale *e*, et dont le tuyau d'échappement *g* se rend en *i* dans un étage inférieur de la grosse turbine ; *h* est un tuyau de décharge éventuelle à l'air libre pour le cas où la pression deviendrait trop grande, auquel cas s'ouvrirait la soupape de sûreté *l*. En B se trouve la pompe à air sec, avec son réfrigérant *d* servant à refroidir le circuit d'eau qui a servi à comprimer l'air.

On profite de la grande vitesse de la turbine auxiliaire pour actionner une troisième pompe D_2 (fig. 426^4) qui extrait l'eau de condensation pour la refouler à la chaudière ; une soupape ou clapet de retenue, visible en *c* dans la figure 426^6, se trouve à l'origine du tuyau de refoulement *b*.

Il y a certaines précautions à prendre lorsqu'on décharge entièrement la grosse turbine pour éviter qu'elle ne s'accélère par suite de la vapeur que lui donne la turbine auxiliaire.

Ce système de commande présente l'avantage d'être indépendant de la turbine principale, ce qui facilite la mise en train au départ, tandis que la commande électrique ne peut être actionnée que si la turbine principale fournit déjà du courant.

Augmentateur de vide Parsons. — Parmi les moyens suggérés pour améliorer le vide, il faut ajouter à ceux qui ont été discutés dans la première partie de ce volume l'éjecteur avec condenseur auxiliaire préconisé par Parsons et appliqué à quelques turbines marines (fig. 427). La pompe à air humide P est placée en contre-bas du point d'extraction de l'eau ; la pression du condenseur est donc inférieure, de la quantité mesurée par la colonne *h*, à celle d'aspiration de la pompe. L'air est extrait, à la même pression réduite, en un point situé un peu plus haut, par un éjecteur à vapeur E,

qui comprime et refoule l'air aspiré, à travers un condenseur tubulaire auxiliaire C. Par ce moyen, la pression de l'air est relevée d'une quantité mesurée par la colonne d'eau h ; il est en même temps refroidi, ce qui diminue la capacité à donner à la pompe à air. L'éjecteur étant alimenté par de la vapeur vive, occasionne une certaine dépense qui

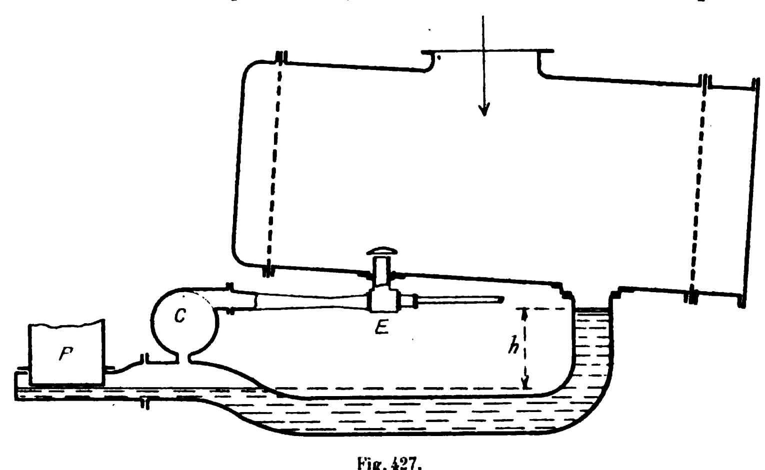


Fig. 427.

vient en déduction du bénéfice procuré à la turbine par l'amélioration du vide. D'après une expérience dont les résultats ont été publiés lors de l'apparition de ce système, la dépense est de 1,5 0/0 de la consommation totale, la contre-pression diminue de 0,14 à 0,07 kg. par cm².

165. — *Turbine Rateau à vapeur d'échappement.* — La turbine permettant de bien utiliser la partie inférieure du cycle de Rankine, M. Rateau a eu l'idée (3ᵉ fasc., nº 143 VII) de recueillir les vapeurs perdues des machines à marche intermittente sans condensation employées dans certaines industries, pour les faire servir à actionner des turbines à basse pression.

Pour régulariser la pression et le débit, M. Rateau emploie un *accumulateur de chaleur*. Au début, cet appareil consistait en un cylindre vertical en tôle, recevant au sommet les vapeurs à utiliser, et rempli de plateaux annulaires en fonte à bords relevés pouvant contenir de l'eau; la prise de vapeur de la turbine se trouvait au fond de ce réser-

voir. Dans un pareil système, lorsque l'afflux de la vapeur est supérieur à la dépense, et que la pression s'élève, l'eau et le métal fonctionnent comme réservoir thermique, et emmagasinent de la chaleur qu'ils restituent dans les périodes de forte dépense.

Actuellement, l'inventeur emploie de préférence un accumulateur dans lequel le réservoir thermique est formé par une grande masse d'eau. Un corps cylindrique volumineux (une chaudière hors d'usage, par exemple) est partagé par une cloison C (fig. 428) en deux chambres partiellement remplies d'eau ; les espaces de vapeur communiquent par le manchon M. La vapeur d'échappement à utiliser est distribuée par les conduits ovales *c*, dont les parois latérales sont percées de trous nombreux, par lesquels la vapeur s'échappe en bulles. Ce passage détermine une circulation active, comme dans les chaudières à tubes d'eau, et pour les mêmes raisons ; on obtient donc ainsi le brassage et l'échauffement rapide de toute la masse, malgré la faible conductibilité de l'eau. Le niveau est maintenu à hauteur constante dans les deux chambres au moyen d'alimentateurs automatiques. La prise de vapeur de la turbine est greffée sur le dôme D.

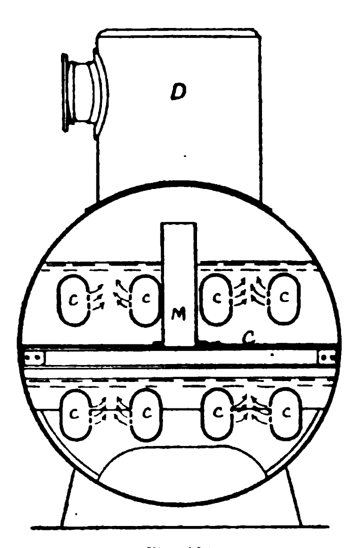


Fig. 428

L'effet régulateur obtenu dépend évidemment de la masse thermique de l'accumulateur et des discontinuités de l'afflux de la vapeur, mais on arrive pratiquement à régulariser la pression d'une manière très satisfaisante, même dans le cas où les moteurs sont des machines d'extraction.

Pour assurer la marche en cas d'arrêt prolongé des machines primaires, M. Rateau a recours à des turbines mixtes composées d'un groupe de roues alimentées par de la vapeur vive à haute pression, et d'un groupe alimenté par la vapeur à basse pression venant de l'accumulateur (1). Il y a deux obturateurs pour le réglage ; celui-ci dépend d'un

(1) Voir la turbine établie aux mines de Liévin : *Engg.*, 1909-2-804.

PLANCHE X.

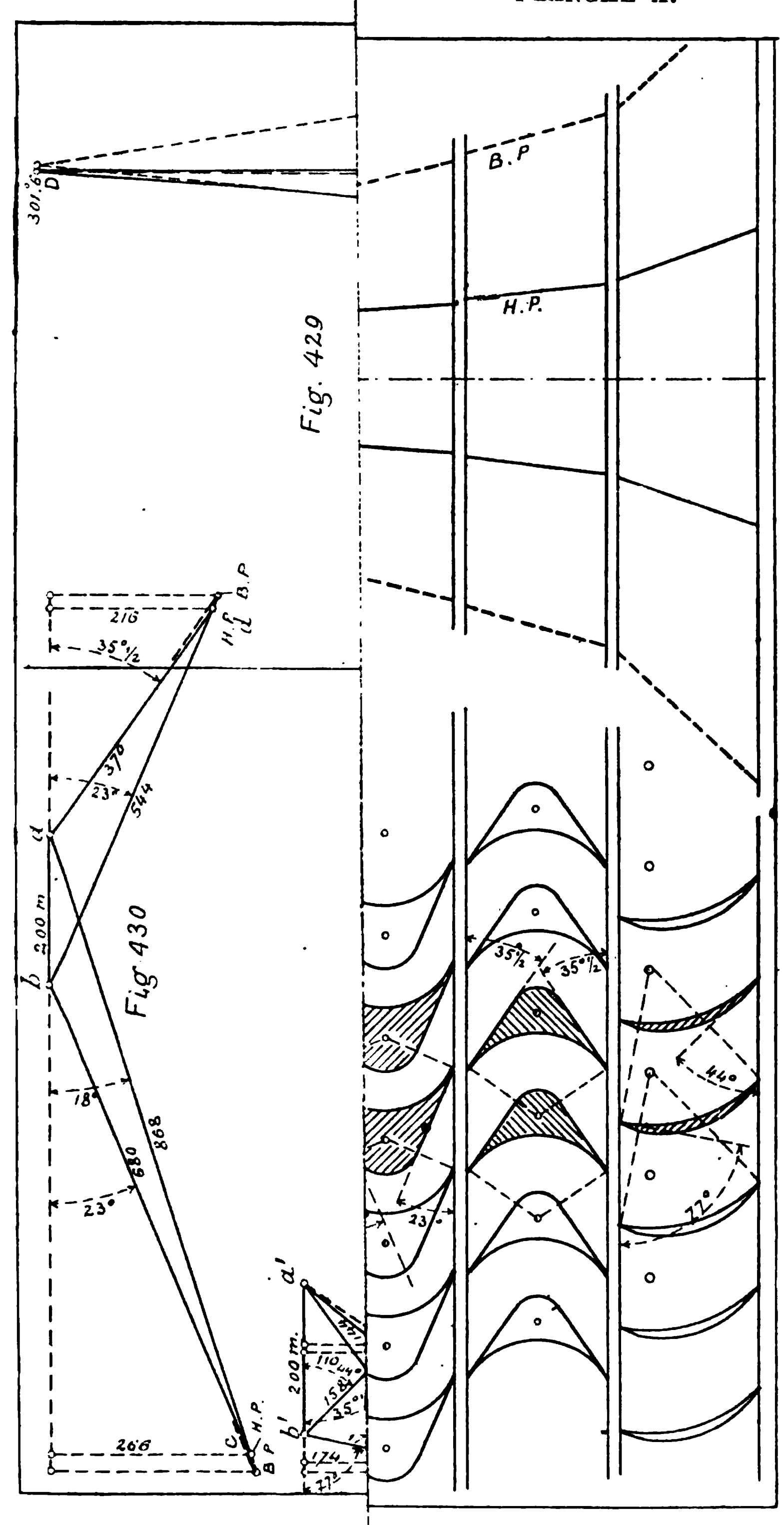


Fig. 429
Fig. 430
B. P
H. P.
D
301.6
216
35°½
370
544
23°
a
b
200 m
18°
23°
880
868
266
C
H.P.
B.P
a'
b'
200 m.
110
44°
158
35°
174
272
35°½
35°½
44°
72°
23°

régulateur à piston avec ressort antagoniste commandé par la pression de l'accumulateur. Ce régulateur agit à la fois en sens inverse sur les deux obturateurs, de manière à n'admettre que la quantité de vapeur vive nécessaire pour parfaire la charge. Tout cet ensemble dépend aussi d'un régulateur centrifuge qui ouvre et ferme les deux obturateurs à la fois (on imagine facilement les liaisons qui permettent d'arriver à ce résultat).

Il résulte des chiffres cités par M. Rateau qu'à la pression absolue de 1,25 kg. par centimètre carré, avec une contre-pression du condenseur de 0,11 kg., une turbine de 1000 kw. n'a consommé à pleine charge que 14,77 kg. de vapeur par kilowatt-heure mesuré aux bornes.

Il est avantageux, au point de vue des rentrées d'air, que la pression d'admission dépasse la pression atmosphérique, sinon, avec une tuyauterie étanche, le système fonctionnerait également bien à une pression inférieure. Il faut compter sur une perte assez importante par rayonnement des longues canalisations et de l'accumulateur (environ 15 0/0).

On peut comparer le bénéfice du système de M. Rateau à celui que procurerait l'application de la condensation centrale aux machines intermittentes dans tous les cas où cette application serait possible (voir à ce sujet nos expériences relatées au n° 55, fig. 93); cette étude doit être faite dans chaque cas particulier.

Diverses turbines à deux vapeurs. — Nombre de constructeurs ont créé, à l'exemple de M. Rateau, des turbines fonctionnant avec de la vapeur à basse pression, auxquelles on adjoint une partie à haute pression, alimentée avec de la vapeur vive dans les périodes d'insuffisance de la vapeur à basse pression. Les différences n'existent guère que dans la manière de régler l'admission relative des deux sections. La Société Brown Boveri fait dépendre les deux soupapes d'admission du même circuit d'huile sous pression (161 *bis*) ; les ressorts qui tendent à soulever les obturateurs sont réglés de manière à ce que la soupape H. P ne se soulève que lorsque l'autre a épuisé sa levée (1). Il faut cependant empê-

(1) Voir la brochure de *Brown Boveri et Cie*, oct. 1909, ainsi que la turbine à deux vapeurs de Brush-Parsons à deux courants opposés supprimant les *dummies*, *Engg.*, 1910-2-2.

cher que l'accumulateur ne se vide dans les moments où il est peu alimenté ; il y a là un problème qui peut être résolu par un régulateur de

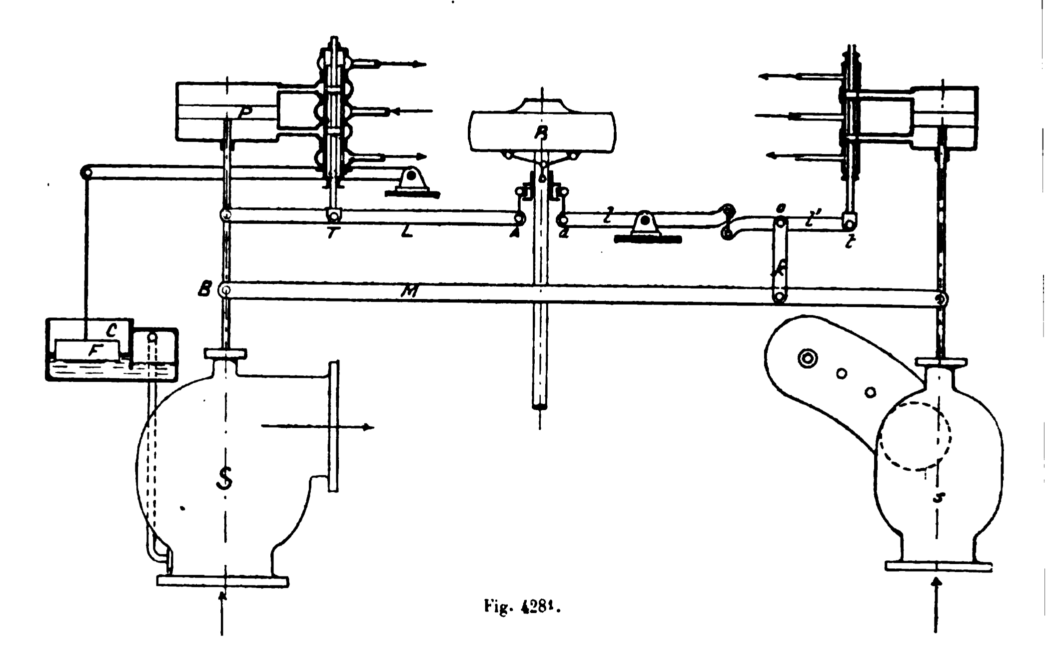


Fig. 428[1].

pression appliqué sur la canalisation située entre l'accumulateur et la turbine. Il a été résolu autrement dans les turbines Bergmann, ainsi qu'on va le voir (1).

Les conditions auxquelles il faut satisfaire sont :

1° Empêcher que la pression de la vapeur B.P ne s'abaisse en dessous d'une limite imposée à l'avance ; il peut arriver, même si la charge est faible, qu'on ne puisse néanmoins dépenser de la vapeur à B.P pour la vaincre, parce que sa pression descendrait sous la limite imposée et que la réserve de chaleur de l'accumulateur s'épuiserait;

2° En cas d'augmentation de charge, et sous réserve de la condition précédente, le régulateur doit ouvrir la B.P et ne commencer qu'ensuite à agir sur la H.P. En cas de diminution de charge, la manœuvre doit se faire dans l'ordre inverse ;

(1) Voir *Turbines à vapeur des Anciens Ateliers Van den Kerchove*, 1911.

3° Le système doit permettre de changer la vitesse de régime d'une quantité donnée, soit 5 % en plus et en moins.

Le schéma de ce réglage est représenté par la figure 428[1] ; S est la soupape B.P, amenant la vapeur à l'aval de la première roue, qui dans les turbines Bergmann est à deux couronnes de vitesses ; *s* est la soupape de réglage des tuyères H.P. Ces deux soupapes dépendent du régulateur unique R, mais leur manœuvre est cependant influencée dans la mesure nécessaire par les variations de pression à l'amont de la soupape S, variations qui se font sentir par une dénivellation du mercure que contient la cuvette C sur lequel se trouve le flotteur F.

Le manchon du régulateur commande d'un même mouvement, par les liaisons A, *a*, les leviers (L d'une part, *l* et *l'* d'autre part) actionnant les tiroirs des deux servo-moteurs ; supposons, par exemple, que la charge *augmente*, les points A et *a* descendent, T descend, le piston P monte jusqu'à ce que T revienne dans sa position neutre ; le point B s'étant élevé comme le piston, le levier M, par la liaison *k*, relève l'articulation *o*, ce qui annule le mouvement de descente que prendrait *t* si le régulateur agissait seul. Les choses se passent ainsi tant que B peut monter.

Lorsque B est immobile, par exemple lorsqu'il est au sommet de sa course, un nouvel abaissement du manchon fait descendre T sous sa position neutre, mais sans déplacer P. Si la charge venait à diminuer dans cet état de choses, les points A et *a* monteraient, T se rapprocherait de sa position neutre, toujours sans agir sur P qui resterait bloqué au sommet ; c'est donc la soupape *s* qui se fermerait seule, jusqu'au moment où, par la continuation du mouvement ascendant du régulateur, T commencerait à admettre au-dessus du piston P, ce qui rendrait au point B sa mobilité et immobiliserait le tiroir *t* et la soupape *s*. Ce serait donc la soupape S qui se fermerait seule à partir de ce moment.

Voyons comment la condition 1° énoncée précédemment est remplie.

Le tiroir T est formé, à la manière habituelle, de deux pistons qui obturent ensemble les lumières de la glace de distribution, mais cette glace cylindrique, au lieu d'être fixe, comme pour les servo-moteurs ordinaires, peut monter ou descendre par ses liaisons avec le flotteur F. Les lumières de cette glace mobile restent en communication avec les

canaux du cylindre, parce qu'elles sont entourées de chambres cylindriques de hauteur plus grande que les lumières. Cela posé, si on suppose qu'à un moment quelconque du réglage (S se trouvant ouverte partiellement ou en plein), la pression de la vapeur B. P vienne à baisser de manière à faire descendre le flotteur, la glace s'abaisse tandis que T reste fixe, ce qui fait descendre P et entraîne la fermeture de S ; comme le régulateur reste à la même hauteur, la liaison *k* par la descente de B entraîne l'ouverture de *s*, c'est-à-dire que la turbine prend moins de vapeur B. P et plus de vapeur vive.

Supposons encore que S ayant été ouverte en grand, *s* soit partiellement ouverte (cas d'une forte charge avec abondance de vapeur B.P), et que la vapeur B.P vienne à manquer ; comme T se trouve alors sous sa position neutre, ainsi qu'on l'a vu plus haut, il faut que la glace s'abaisse d'une certaine quantité avant de rétablir la coïncidence des lumières, après quoi P commence à descendre ; mais les jeux relatifs sont très faibles, et le flotteur à mercure est très sensible à une variation de pression

Pour modifier la vitesse de régime, il faut, comme on peut le vérifier facilement, agir sur les liaisons des points A et *a* avec le manchon, en les rendant plus courtes ou plus longues.

Pour toute turbine à deux vapeurs, on peut se demander quelle est la dépense de vapeur vive nécessaire pour parfaire le manquant de puissance ; c'est un problème qu'on résoudra facilement avec une approximation suffisante si on connaît la dépense en vapeur B.P seule par unité de puissance, et le rendement de la vapeur vive employée seule ou en supplément ; ce rendement peut ne pas être beaucoup en dessous de ce qu'il serait dans une turbine ordinaire, malgré que les proportions variables des deux vapeurs empêchent de donner à la partie B.P de la turbine des dimensions convenables pour tous les cas. Le fonctionnement avec emploi de la partie H.P est plus ou moins équivalent à celui avec *bye-pass*.

165 *bis*. — *Dérivation de vapeur pour le chauffage*. — Le problème est du même genre que celui dont nous nous sommes occupés pour les

machines compound (3e fasc., n° 128) La vapeur de chauffage doit être prélevée à une certaine pression ordinairement modérée et constante, cette pression déterminant la température. La vapeur ainsi prélevée ayant développé un certain travail dans la partie de la turbine où elle a passé, il est avantageux de l'employer plutôt que de la vapeur vive détendue par un réducteur de pression.

Les turbines disposées pour cette prise de vapeur intermédiaire sont l'inverse de celles utilisant des vapeurs d'échappement avec supplément de vapeur vive ; la vapeur est extraite d'un compartiment intermédiaire. Un mode de réglage spécial est nécessaire pour maintenir cette pression constante ; lorsqu'elle s'élève, elle est dérivée vers les compartiments suivants, la vitesse tend alors à augmenter, et le régulateur diminue l'admission.

CHAPITRE V

Exemples de calcul de turbines (1).

---

§ I

Turbine d'impulsion à deux chutes de pression,
avec deux chutes de vitesse pour chaque étage (genre A. E. G.)
(Voir la Planche X).

166. — Les données suivantes ont été recueillies dans l'essai d'une turbine de cette catégorie, ayant à peu près les dispositions de la figure 396 (2) :

1.	Puissance normale développée en pleine charge...	kw.	1,240
2.	Tours par minute..		2,970
3.	Pression absolue avant le modérateur........	kg.-cm²	13,23
4.	Température —		303°
5.	Pression absolue relevée après le régulateur...	kg.-cm²	12,24
6.	Température calculée après l'étranglement du régulateur..		301°,6
7.	Pression absolue relevée après la première roue,	kg.-cm²	1,266
8.	Température après la première roue.................		154°,3
9.	Pression absolue relevée à l'échappement.....	kg.-cm²	0,058
10.	Température à l'échappement........................		30°,5
11.	Consommation par kilowatt-heure...............	kg.	6,66
12.	Puissance en kilowatts du courant d'excitation.......		4,45

La pompe à air était actionnée par un moteur électrique alimenté par l'alternateur; pour obtenir la puissance communiquée à l'arbre

(1) Ces calculs sont basés sur l'emploi de nos diagrammes entropique et dynamique combinés (3e fascicule, nos 60 et 64) d'après la méthode indiquée par le Dr *A. Koob*, et dont les principes ont été exposés dans le même volume (nos 77 IV et chap. V § V). On a admis pour la vapeur surchauffée la chaleur spécifique à pression constante C = 0,48, au lieu des valeurs variables plus exactes trouvées par *Jakob* et *Knoblauch*, qui donneraient des résultats peu différents tout en compliquant notablement les opérations.

(2) Essai de l'*Association belge pour la surveillance des chaudières à vapeur* en 1909.

par les roues, il faudrait ajouter les puissances électriques (lignes 1 et 12), en les divisant par les coefficients de rendement des génératrices correspondantes, et ajouter à ce total la puissance absorbée par le frottement des tourillons de l'arbre et la commande des pompes à huile.

Nous supposerons qu'on attribue à l'alternateur un rendement de 0,94 en comprenant dans cette évaluation la puissance absorbée par l'excitatrice, les frottements de l'arbre et la résistance des pompes à huile. On calcule ainsi la puissance en chevaux communiquée à l'arbre par la turbine :

$$N = \frac{1240}{0{,}736 \times 0{,}94} = 1.792 \text{ chevaux}$$

ainsi que la consommation par cheval-heure :

$$P = 6{,}66 \times 0{,}736 \times 0{,}94 = 4{,}608 \text{ kg.}$$

Nous ferons abstraction des fuites possibles entre les deux chambres et par la garniture de l'arbre du côté de l'entrée.

Nous trouvons ainsi la chaleur transformée effectivement en travail par kilogramme de vapeur dépensé :

$$\frac{270.000}{425 \times 4{,}608} = 137{,}862 \text{ calories.}$$

Pour une machine parfaite (cycle de Rankine), dans laquelle l'état initial serait pris après le régulateur (lignes 5 et 6), l'état final correspondant à la pression de l'échappement (ligne 9), pour laquelle la température de saturation serait de 35°, la chaleur utilisée se calcule aisément ; elle est représentée par la surface A B C D E du diagramme (Pl. X, fig. 429), et vaut :

$$\text{Chal. tot. en D} - \text{ch. tot. en E} = 718{,}448 - 509{,}976 = 208{,}472 \text{ cal.}$$

Les pertes du cycle réel sont :

$$208{,}472 - 137{,}862 = 70{,}610 \text{ calories.}$$

Ces pertes, comprises sous le segment E F d'entropie, représentent 0,339 de la chaleur utilisable par la machine parfaite.

Nous supposons que les deux roues ont le même diamètre, et que la vitesse d'entraînement à l'axe des aubes est de 200 mètres par seconde; nous trouvons ainsi pour le diamètre des roues, le nombre de tours étant celui de la ligne 2 :

$$\frac{60 \times 200}{2970 \pi} = 1,286 \text{ m.}$$

Les chutes de pression seront déterminées comme pour la turbine expérimentée, c'est-à-dire que la pression absolue après la première chute sera de 1,266 kg. par centimètre carré, à laquelle correspond la température de saturation de 105°,8.

Calcul des tuyères. — La chaleur transformée en force vive est évaluée en adoptant un coefficient de perte de 0,15 dans les tuyères; on trouve ainsi :

GB CD H = 106,203 cal.
Perte (surf. sous H K) = 15.930 cal. (soit 0,15 × 106,203).

Chaleur utilisée pour créer la vitesse : 106,203 — 15,930 = 90,273 cal.
Le titre à la sortie des tuyères est donné par la position du point K.
La vitesse a_0 au débouché des tuyères est donnée par :

$$a_0^2 = 2g \text{ E} \times 90,273$$

d'où

$$a_0 = 868 \text{ m.}$$

La ligne D K (loi de détente dans les tuyères), est tracée au juger entre les points D et K, dans la supposition qu'elle s'écarte d'abord très peu de la détente adiabatique pour la portion convergente des tuyères; le diagramme bien connu donne la loi de détente *d k* en fonction de la pression et du volume, et la courbe V des vitesses pour des valeurs décroissantes de la pression.

On peut, d'après ces éléments, calculer les tuyères. Nous admettons que l'injection se fait au premier étage par 9 tuyères, non compris celles de marche en surcharge, qui pourront être identiques et au

nombre de 4. La section de sortie se calcule d'après le poids total de vapeur à débiter par seconde, qui est :

$$\frac{1.792 \times 4,608}{3.600} = 2,294 \text{ kg.}$$

ou, pour chaque tuyère :

$$\frac{2,294}{9} = 0,255 \text{ kg.}$$

Le volume spécifique de la vapeur débitée est, en négligeant le volume du liquide, le produit $u'x$ du volume de la vapeur saturée à 105°,8 par le titre (état K); on peut d'ailleurs le mesurer par l'abscisse du point k, il est de 1,338 m³; on a donc, pour la section de sortie d'une tuyère :

$$S = \frac{0,255 \times 1,338}{868} = 0,000393 \text{ m}^2.$$

Cette section, de forme carrée à la sortie, correspond à 19,8 mm. de côté ; on adoptera 20 mm. En joignant O R, et en menant la ligne $m\,n$ parallèlement à O Y à une distance arbitraire de celle-ci, on choisira le segment $m\,n$ pour représenter la section de sortie; les sections intermédiaires seront fournies à la même échelle par les intersections n', n'', etc. (méthode du Dr Koob, 3e fasc., no 77IV).

Tracé des vitesses pour la première couronne. — L'angle d'injection est pris égal à 18°; le triangle des vitesses à l'entrée $a\ b\ c$ (fig. 430) s'achève au moyen des valeurs de c, vitesse d'entraînement égale à 200 m , et de a_0, vitesse absolue d'entrée égale à 868 m., il donne la vitesse relative d'entrée $b_0 = 680$ m., et l'angle d'entrée des aubes égal à 23°. L'angle de sortie est choisi égal à l'angle d'entrée, et la vitesse relative de sortie b_1 est supposée égale à 0,8 b_0 pour tenir compte du frottement; on peut ainsi tracer le triangle $a\ b\ d$ des vitesses à la sortie de la première couronne, et en déduire la vitesse absolue de sortie a_1, qui est égale à 370 m. On a aussi, par la direction $a\ d$, l'angle d'entrée des directrices fixes intermédiaires (35°,30′), valeur adoptée également pour l'angle de sortie.

La figure 432 donne le tracé des aubages pour la première couronne et pour les directrices.

Deuxième couronne. — Nous admettons encore que la vitesse absolue a_1 du fluide quittant la première roue est réduite par le frottement dans les canaux des directrices, et qu'on a, par exemple, à l'entrée de la seconde couronne :

$$a_0' = 0{,}8\, a_1 = 296 \text{ m.}$$

On en déduit le triangle $a'\ b'\ c'$ à l'entrée de la seconde couronne (fig. 431); comme les canaux sont beaucoup moins courbés, nous supposons que la perte de vitesse relative n'est que de 0,1, nous traçons ainsi le triangle de sortie $a'\ b'\ d'$ en choisissant l'angle de sortie assez ouvert, de manière à ne pas trop diminuer la composante axiale de la vitesse, ce qui nous obligerait à donner un évasement trop prononcé à la couronne. On peut remarquer en passant combien le travail recueilli est différent pour les deux couronnes, conformément à ce qui a été dit au n° 149.

En effet, les couples moteurs pour les deux couronnes sont dans le même rapport que le changement de la vitesse absolue projetée sur la direction de la vitesse d'entraînement, ce rapport est celui des projections de $c\,d$ et $c'\ d'$ dans les figures 430 et 431.

Récapitulation des pertes du premier étage de pression. — Ces pertes seront exprimées en calories et rapportées au kilogramme de vapeur.

1° La perte dans les tuyères, déjà évaluée, est : 15,93 cal.

2° La perte par la réduction de la vitesse relative dans la première couronne, dans les directrices et dans la seconde couronne, est :

$$\frac{(1 - \overline{0{,}8}^2)}{2gE}(b_0^2 + a_1^2) + \frac{(1 - \overline{0{,}9}^2)}{2gE}\, b_0'^2 \quad \text{ou} \qquad 25{,}39 \text{ cal.}$$

3° La perte due à la vitesse de sortie a'_1, qui s'éteint en remous, est :

$$\frac{a_1'^2}{2gE} \quad \text{ou} \qquad 2.46 \text{ cal.}$$

4° La perte due au frottement de la roue dans la vapeur inerte s'exprime en chevaux par la formule

$$\mu F \left(\frac{c}{100}\right)^3 \gamma,$$

dans laquelle F est la surface extérieure de la roue, c la vitesse circonférentielle, γ le poids spécifique de la vapeur. On peut aussi, en assimilant la roue à un simple disque, de diamètre D, écrire pour cette perte :

$$\frac{\pi}{2} \mu D^2 \left(\frac{c}{100}\right)^3 \gamma,$$

en faisant ici $\mu = 1$ (1), $D = 1,286$, $C = 200$, $\gamma = 0,715$.

Le calcul donne, pour la puissance absorbée, 14,86 chevaux ; en l'exprimant en chaleur, et par kilogramme de vapeur dépensé, on obtient

$$\frac{14,86 \times 75}{2,294\ E} \quad \text{ou} \qquad 1,14 \text{ cal.}$$

Le total des pertes 1° à 4° est ainsi de 44,92 cal.

La quantité de chaleur équivalente aux pertes, reportée dans le diagramme entropique à droite de la verticale du point H, fait connaître l'état L de la vapeur ramenée au repos dans la chambre à haute pression ; on trouve qu'elle est surchauffée, et que sa température est de 144°. L'expérience a donné 154°,3, valeur peu différente, qui donnerait l'état L', ce qui fait supposer que les coefficients de perte ont été bien choisis dans nos calculs, mais avec des valeurs un peu trop faibles.

Deuxième chute de pression. — La chaleur totale du kilogramme de vapeur à l'état L, connue par l'étude de la première chute, est de 656,155 calories. Traçons la ligne de détente supposée L Q, pour les

(1) Cette formule est donnée d'après Stodola ; nous l'avons rapportée dans le 3e fascicule (2e édition) du présent ouvrage, mais en donnant, par erreur, le coefficient expérimental $\mu = 10$, tandis que cette valeur est voisine de l'unité.
Le poids spécifique γ devrait être celui de la vapeur ramenée au repos après sa sortie de la roue (état L), nous l'avons pris pour la vapeur sortant des tuyères (état K), ce qui a pour effet d'exagérer un peu la perte, qui est d'ailleurs faible.

tuyères de la deuxième chute, l'écart d'entropie P Q correspondant encore à une perte de chaleur de 0,15 dans les tuyères.

On trouve

$$AGLP = 112{,}105 \text{ cal.}$$
$$\text{Perte dans les tuyères} = 16{,}815 \text{ cal.}$$
$$\text{Chaleur transformée en force-vive} = 95{,}29 \text{ cal.}$$

La vitesse a_0 au débouché des tuyères est donnée par

$$a_0^2 = 2\,g\,E \times 95{,}29$$

d'où

$$a_0 = 891 \text{ m.}$$

La section nécessaire pour écouler le débit (2,294 kg. par seconde) est calculée comme pour la première chute ; on trouve qu'elle est de 599 cm²; elle est répartie entre 17 tuyères, ce qui donne pour chacune d'elles un orifice normal de 3523 mm², ou une section carrée de 59,4 mm. de côté; en tenant compte de l'épaisseur des parois (4 mm.) et de l'inclinaison de l'axe, prise égale à 18° comme pour le premier étage, on trouve que les 17 tuyères occupent un arc de 3,5 m. tandis que la circonférence moyenne a un développement de 4,04 m. La disposition projetée est donc possible.

Le profil des tuyères se détermine comme pour la première chute; les diagrammes de vitesses, représentés en trait pointillé sur ceux déjà trouvés pour le premier étage (fig. 430 et 431), n'en diffèrent que très peu, et le tracé des aubages peut rester le même que dans la première roue.

Récapitulation des pertes du second étage de pression. — En suivant une marche identique à celle donnée plus haut, on trouve :

Perte dans les tuyères	16,815 cal.
Perte due aux réductions de vitesses	28,42 »
Perte due à la vitesse absolue de sortie	2,33 »
Perte due au frottement du disque	0,06 »
Total des pertes calculées	47,625 »

En ajoutant cette quantité de chaleur à droite de la verticale du point P, on obtient l'état S de la vapeur d'échappement tel qu'il résulte du calcul. L'expérience donne, d'après la consommation mesurée, le point

F du diagramme. Le calcul exagère donc les pertes du second étage, car l'accord pour le premier était satisfaisant; pour établir la concordance entre le calcul et l'expérience, il faudrait admettre une perte de 0,10 au lieu de 0,15 dans les tuyères, et une réduction de vitesse dans les aubages de 0,13 au lieu de 0,20. Si, au contraire, on s'en tient aux coefficients admis, la consommation pour la même puissance sera un peu plus élevée que celle qui a été admise *à priori*, et la section des tuyères devra être augmentée dans le même rapport.

Largeur radiale des aubes et des directrices. — Pour la première chute, la largeur à l'entrée des aubes de la première couronne est réglée par celle des tuyères, qui est de 20 mm.; il convient cependant, pour que la veine s'insère sûrement dans la roue, de porter cette largeur à 22 mm., sans faire état de cette augmentation dans la détermination de la section de sortie.

La largeur au bord de sortie se détermine d'après la composante axiale de la vitesse en ce point, connue par le triangle des vitesses; cette composante est de 266 m. à l'entrée, et de 216 m. à la sortie (fig. 430-431); on a donc, pour la largeur cherchée :

$$\frac{266}{216} \times 20, \text{ soit } 25 \text{ mm.}$$

On opère de même pour les arêtes suivantes, et on trouve ainsi :

Largeur au bord	d'entrée des directrices...		$= 25 + 2 = 27$	mm.
»	» de sortie	» ...	$= \frac{216}{174} \times 25 = 31$	»
»	» d'entrée de la 2e couronne..		$= 31 + 2 = 33$	»
»	» de sortie	» .	$= \frac{174}{110} \times 31 = 49$	»

Cette manière de procéder n'est pas tout à fait correcte, car la réduction de vitesse dans les canaux ne se fait pas progressivement, elle se fait plutôt brusquement au passage des joints ; la section devrait donc s'élargir de la même manière, et il faudrait tenir compte aussi, pour la calculer, du relèvement de titre produit par l'extinction de force vive qui résulte des pertes. Il semble impossible d'élargir brusquement les sections; on ne pourrait le faire qu'en augmentant la lar-

geur radiale en passant d'un bord de sortie au bord d'entrée qui le suit et il en résulterait probablement des remous nuisibles.

On trouve pour la seconde chute, en opérant comme pour la première :

Largeur au bord d'entrée de la première couronne...	60 + 2 =	62 mm.
» » de sortie » » ...		74 »
» » d'entrée des directrices...........	74 + 2 =	76 »
» » de sortie »		90 »
» » d'entrée de la 2e couronne........	90 + 2 =	92 »
» » de sortie » »		136 »

Le profil des couronnes est dessiné dans la figure 433 en trait plein pour l'étage H P, et en trait pointillé pour celui de B P. L'évasement de la dernière couronne B P est trop prononcé, il serait préférable de le réduire pour éviter le décollement de la veine. D'ailleurs, il faut remarquer que le tracé s'améliorerait si on corrigeait comme on l'a vu plus haut les coefficients de perte de l'étage B P.

§ II

Calcul d'une turbine d'impulsion multicellulaire (Voir planche XI).

167. — *Données :*

Puissance effective	chvx	2.000
Tours par minute		1.500
Pression absolue initiale après le régulateur.	kg.-cm²	11,50
Température		260°
Pression absolue à l'échappement..........	kg.-cm²	0,043
Température de saturation correspondante..........		30°

La pression et la surchauffe étant modérées, nous ferons le calcul en prévision d'une consommation de 5,35 kg. de vapeur par heure et par cheval effectif; nous supposerons que la puissance effective com-

prend les frottements des tourillons de l'arbre, c'est-à-dire qu'elle représente le travail communiqué par seconde à l'arbre des roues.

Le poids débité par seconde pour cette consommation est :

$$\frac{2000 \times 5,35}{3600} = 2,972 \text{ kg.}$$

Nous continuerons à faire abstraction des fuites entre les diverses cellules ou à l'extérieur, faute de pouvoir en tenir compte, en supposant que le chiffre de consommation et les coefficients à introduire pour évaluer les pertes de force vive sont déterminés en conséquence.

Rendement thermique. — Ce rendement résulte des chiffres suivants :

Chaleur totale du kilogramme de vapeur à l'état initial, cal.	698,92
» » » après sa détente adiabatique à 30°....................................	493,16
Chaleur utilisable par le cycle de Rankine................	205,76
» utilisée par kilogramme de vapeur dans la turbine projetée : $\frac{270000}{425 \times 5,35}$	118,74
Perte par rapport au cycle de Rankine..................	87,02
Perte relative..	0,42

En nous appuyant sur une remarque faite au n° 143v du 3e fascicule, nous commencerons par tracer la courbe de détente globale D F (fig. 434, Pl. XI), de telle manière que la perte sous E F soit les 0,42 de la chaleur utilisable A C D E. Les points intermédiaires de cette courbe sont choisis de telle sorte que, pour chaque pression, la perte soit toujours égale à 0,42 de la chaleur utilisable en amont.

Diamètre, largeur des aubes à l'aval. — En admettant la vitesse d'entraînement de 120 m. par seconde pour la première roue en commençant par l'aval, le diamètre sera :

$$\frac{60 \times 120}{1500 \pi} = 1,530 \text{ m.}$$

Pour ne pas trop augmenter la largeur radiale, nous adoptons, pour

les aubes de cette roue, l'angle d'entrée assez ouvert de 35°, égal à l'angle de sortie (fig. 435), et nous construisons le triangle *a b d* des vitesses à la sortie en acceptant pour la vitesse relative *b d* la valeur de 240 m.; la composante axiale de cette vitesse (ainsi que de la vitesse absolue) est donnée par $d_0\, d$, et est égale à 137,8 m.

La vapeur s'échappe à l'état F, pour lequel le volume spécifique $u'x = 31{,}293$ m³; le volume à écouler par seconde est ainsi :

$$31{,}293 \times 2{,}972.$$

L'injection se fait sur tout le pourtour de la roue considérée, mais il est nécessaire de ménager dans le diaphragme des pleins d'une certaine largeur pour soutenir les casiers de directrices, et pour réunir la partie centrale avec le bord inséré dans l'enveloppe; nous devrons ainsi compter sur une fraction d'injection de 0,9 au plus. Les canaux de la roue remplis par le fluide auront donc, pour la largeur radiale y, la section

$$0{,}9\, \pi \times 1{,}530 \times y.$$

Le débit en volume est égal au produit de cette section par la vitesse axiale; on trouve par cette condition :

$$y = 156 \text{ mm. (nous adoptons 155).}$$

Vitesse à l'entrée. — Du triangle *a b d*, nous déduisons la vitesse relative *bc* à l'entrée en faisant

$$b\,c = \frac{b\,d}{0{,}8} \text{ (soit 300 m.)}$$

et en prenant l'angle d'entrée égal à l'angle de sortie ; nous pouvons mesurer *a c* (vitesse absolue d'entrée) égale à 404 m., et l'angle d'injection *b a c* égal à 25°.

Chute de chaleur dans les directrices. — Nous déterminons cette chute de manière à ce qu'elle produise la vitesse *ac* en comptant sur une perte calorifique de 0,05 dans les canaux peu convergents des directrices. Soit $\Delta\lambda$ cette chute; nous ferons en sorte que le diagramme des vitesses à la sortie de la deuxième roue (nous rappelons qu'elles

PLANCHE XI.

Fig. 434

Fig. 435

Fig. 437

sont numérotées à partir de l'aval), soit le même que $a\ b\ d$; la composante axiale de la vitesse à l'entrée des directrices est donc égale à 137,8 comme pour la première roue, mais nous supposerons qu'une fraction de cette vitesse égale à 0,7 est seule utilisée. Nous aurons donc :

$$0{,}95\ \Delta\lambda = \frac{1}{2\,g\,E}\left(\overline{404}^2 - \overline{0{,}7 \times 137{,}8}^2\right),$$

ce qui donne

$$\Delta\lambda = 19{,}46 \text{ cal.}$$

On détermine facilement la température à l'amont des premières directrices en faisant la surface AA'GH égale à $\Delta\lambda$ (fig. 434); on trouve pour la chute de température correspondante :

$$\Delta T = 11^\circ{,}1,$$

ce qui fait connaître aussi l'état G de la vapeur à l'amont des directrices.

La courbe de détente entropique DF est transformée, par la méthode habituelle, en une courbe pression-volume, mais, pour éviter des figures trop hautes et des intersections peu précises, l'échelle pour la partie $f\ k$ de la courbe a été augmentée pour les pressions, et diminuée pour les volumes; la courbe de détente est donc figurée en deux tronçons $f\ k$, $k\ d$ qui se font suite.

Le volume spécifique à l'entrée des directrices est donné par $O\ g_0$, tandis que le volume à la sortie des mêmes canaux (état H) diffère très peu de $O\ f_0$. Le rapport de ces volumes servira à calculer celui des sections axiales; on a en effet entre les sections axiales S S', les volumes spécifiques U U' et les vitesses axiales V V', l'égalité :

$$\frac{SV}{U} = \frac{S'V'}{U'}.$$

Les quotients $\frac{V}{U'}$, $\frac{V}{U'}$ s'obtiennent en portant sur les ordonnées, aux points f_0 et g_0, les valeurs

$$f_0 f' = V \qquad g_0 g' = V',$$

en joignant les points f' et g' au point O (fig. 438 ci-contre), et en prolongeant Og' jusqu'à l'intersection h avec $f'\ h$ menée parallèlement à l'axe des volumes, on trouve :

$$\frac{S'}{S} = \frac{O\,h_0}{O\,f_0}.$$

N. B. — Dans le diagramme de la planche XI, les points f' et h se confondent, ce qui masque cette construction, visible pour les autres étages ; il en résulte que les sections axiales S_1 et S à l'entrée et à la sortie des directrices sont égales.

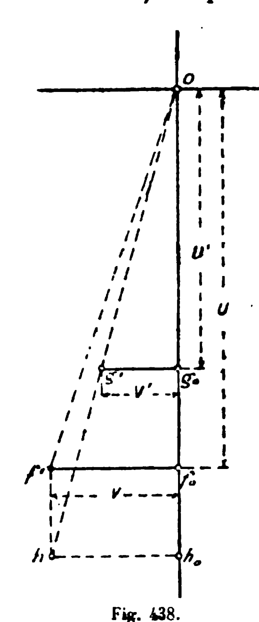


Fig. 438.

La vitesse axiale $f_0\,f'$ (désignée ci-dessus par V), est égale à la composante $c_0\,c$ relevée sur le triangle des vitesses, tandis que $g_0\,g'$ est pris égal à 0,7 de la composante $d_0\,d$, d'après l'hypothèse faite sur la réduction de la vitesse à l'entrée des directrices.

Tracé des directrices. — Le rapport des sections d'entrée et de sortie du distributeur étant connu, on peut fixer le tracé des directrices et en déduire le profil de la couronne. On peut employer par exemple la méthode ci-après :

L'axe se compose d'une partie rectiligne dont l'inclinaison est déterminée par $a\ c$, et d'un arc de cercle dont le centre est en i ; nous admettons que la réduction de la vitesse relative $b\,c$ aux 0,8 de sa valeur a lieu dans le joint ; les canaux de la roue, calculés d'après la vitesse axiale $d_0\,d$, ont été déterminés dans cette hypothèse ; il faut donc que la section axiale des canaux distributeurs à la sortie soit les 0,8 de celle à l'entrée de la roue. C'est ce qu'on peut obtenir en donnant aux directrices une certaine épaisseur à la sortie, tandis qu'il convient de leur donner un bord tranchant à l'entrée. En d'autres termes, la largeur des canaux à la sortie des directrices est égale au pas, diminué de l'épaisseur oblique de la directrice.

Pour que la veine pénètre bien dans la roue, la largeur radiale du bord de sortie des directrices est de 4 mm. inférieure à celle de la couronne mobile, soit 151 mm.; le pas étant par exemple de 34 mm., la largeur nette du canal à sa sortie mesurée suivant le joint doit être

$$0,8 \times 34 = 27,2, \text{ soit } 27 \text{ mm.},$$

ce qui donne à la cloison une épaisseur de 34 — 27 ou 7 mm. mesurée suivant le joint.

En appelant x la largeur du bord d'entrée, on a donc :

$$\frac{34.x}{27 \times 151} = \frac{S'}{S},$$

rapport qui a été trouvé plus haut par la construction graphique, et qui est égal à 1 pour cette première chute. On a ainsi

$$x = 120 \text{ mm.}$$

Pour déterminer le profil des directrices, on peut se borner à faire varier la section normale du canal d'une manière continue (cette section diminue, tandis que la section axiale peut rester la même, ou varier beaucoup moins). Lorsque la forme du canal est arrêtée, il suffit de faire glisser la face concave d'une quantité égale au pas pour obtenir l'épaisseur de la directrice en chaque point.

Il importe de remarquer ici que les nécessités de construction peuvent exiger dans certains systèmes des directrices d'épaisseur constante (lorsqu'elles sont en tôle), et qu'on n'est pas maître dans ce cas de graduer les sections intermédiaires, à moins de renoncer au profil rectiligne pour les couronnes.

Deuxième chute. — Prenons des triangles de vitesse identiques à ceux de la première chute, et donnons à la roue la même largeur radiale (120 mm.) qu'aux directrices d'aval. Par suite de l'identité des triangles, la vitesse axiale (137,8) est la même à la sortie des canaux de la deuxième et de la première roues, mais le volume spécifique est

plus faible pour la deuxième roue. Le rapport de ces volumes est donné dans l'épure (par $O\,g_0$ et $O\,f_0$); il faut, en appelant f la fraction d'injection de la deuxième roue, et en observant que cette fraction était égale à 0,9 pour la première :

$$\frac{f \times \text{sect. axiale } 2^e \text{ roue}}{0{,}9 \times \text{section axiale } 1^{re} \text{ roue}} = \frac{O\,g_0}{O\,f_0}.$$

Puisque les rayons sont égaux, le rapport des sections axiales peut être remplacé par celui des largeurs, et on obtient :

$$f = \frac{0{,}9 \times 155}{120} \times \frac{O\,g_0}{O\,f_0},$$

ce qui donne

$$f = 0{,}63.$$

Le calcul, que nous ne détaillons pas, se poursuit comme pour la première chute, et fournit :

$\Delta\lambda = 19{,}46$ cal. $\qquad \Delta T = 11^o{,}55$.

Rapport des sections axiales d'entrée et de sortie des directrices	$\frac{237}{227}$
Pas des directrices, égal à la largeur à l'entrée	25 mm.
Largeur à la sortie suivant la circonférence	20 »
» radiale à l'entrée	97 »
» » à la sortie	116 »

Chutes 3 et 4. — Le rayon conserve la même valeur, les triangles de vitesses restent invariables; la même méthode conduit aux résultats indiqués dans le tableau donné plus loin.

Chute 5. — Nous augmentons la fraction d'injection pour rétrécir les couronnes et les roues; il s'ensuit que le rayon moyen diminue légèrement, en passant de 1,530 m. à 1,490 m., et que la vitesse d'entraînement se réduit à 116,80 m.

Les triangles des vitesses sont tracés pour un angle d'injection de 20° et des angles d'aubes de 30°; la vitesse axiale de sortie est égale à 120 m. L'égalité des poids débités par la roue 5 et la première roue fait connaître le degré d'injection f. On a ainsi :

$$\frac{f}{0{,}9} \times \frac{31}{155} \times \frac{1{,}49}{1{,}53} \times \frac{120}{137{,}8} \times \frac{407}{48{,}5} = 1.$$

Les rapports qui figurent successivement dans le premier membre de cette égalité sont ceux des degrés d'injection, des largeurs des roues, des diamètres, des vitesses axiales et des volumes spécifiques. On en tire

$$f = 0,624.$$

Les mêmes tracés sont conservés pour la *chute 6*, et des calculs identiques à ceux qui ont été détaillés donnent les colonnes 5 et 6 du tableau.

Chute 7. — Une nouvelle réduction abaisse le diamètre à 1,148 m. et la vitesse d'entraînement à 90 m. Le triangle des vitesses (angle d'injection égal à 22°, angle des aubes égal à 29°) conserve à la vitesse axiale de sortie de la roue la valeur de 120 m. On trouve comme plus haut, par l'expression du débit, en adoptant 20 mm. pour la largeur de la couronne :

$$f = 0,40.$$

Et on poursuit les calculs jusqu'à la dernière chute, pour laquelle on prend la quantité de chaleur restante, qui est de 22,40 calories, et qui correspond au dernier échelon de température (17°,92). Le fluide étant ici au repos à l'amont des directrices, la vitesse absolue a_0 d'écoulement s'obtient par l'expression :

$$a_0^2 = 2 g E \times 0,95 \times 22,40.$$

d'où

$$a_0 = 422.$$

On connaît la vitesse axiale de sortie (120 m.) par l'hypothèse faite dans le calcul de la chute précédente; on peut fixer l'angle d'injection (20°) et l'angle d'entrée de l'aube (25°); on termine le triangle à l'entrée (fig. 437), qui donne la vitesse relative, d'où on déduit en grandeur la vitesse relative de sortie, et, enfin, l'angle de sortie de l'aube, qui pourra être, par exception, différent de l'angle d'entrée.

On trouve pour cette roue une fraction d'injection de 0,09; les directrices se tracent comme les précédentes, sauf que les couronnes peuvent être largement évasées à l'entrée, la vitesse partant d'une valeur pratiquement nulle.

CALCUL D'UNE TURBINE D'IMPULSION MULTICELLULAIRE

Numéros d'ordre des chutes à partir de l'aval	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Fraction d'injection................	0.9	0.63	0.45	0.39	0.624	0.34	0.40	0.30	0.232	0.17	0.126	0.09
Chute calorifique $\Delta \lambda$.......... cal.	19.46	19.46	19.46	19.46	19.92	19.92	17.14	17.14	17.14	17.14	17.14	22.40
Chute de température Δ T (1)........	11°.1	11°.55	12°	12°.4	13°.28	13°.73	11°.2	12°.5	12°.8	13°	13°.52	17°.92
Rapport des sections axiales d'entrée et de sortie des distributeurs.......	$\frac{407}{407}$	$\frac{237}{227}$	$\frac{142}{131}$	$\frac{87.5}{78}$	$\frac{51}{48.5}$	$\frac{297}{273}$	$\frac{202}{179}$	$\frac{145}{121.5}$	$\frac{106.5}{87.5}$	$\frac{79}{64}$	$\frac{59}{47}$	$\frac{45}{35}$
Pas des directrices égal à la largeur à l'entrée mesurée sur la circonférence moyenne..................	34	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Largeur à la sortie mesurée sur la circonférence moyenne............	27	20	20	20	19	19	19	19	19	19	19	19
Largeur radiale des directrices à l'entrée (2)	120	97	81	71	27	20	18	18	18	18	18	16
Largeur radiale des directrices à la sortie (2)........................	151	116	93	79	27	23	18	18	16	16	16	16

(1) Dans la région où la vapeur est surchauffée, les chutes de température sont rapportées à la vapeur saturée d'égale pression.
(2) Les dimensions sont arrondies au millimètre.

Remarque sur l'accord entre la perte totale prévue et les pertes réelles. — La perte a été évaluée *à priori* d'une manière globale d'après le chiffre de consommation supposé, c'est ainsi qu'elle a été évaluée à 0,42 de la chaleur utilisable, et que la ligne de détente DF a été tracée.

Cette perte globale résulte de la totalisation de celles qui se produisent dans les canaux fixes et mobiles, à la sortie des roues, et sur le frottement des disques dans la vapeur, pertes dont nous avons dû nous servir pour les calculs successifs des vitesses, des largeurs, etc. Pour que le principe de la méthode soit exact, il faut que les pertes totalisées qui résultent des hypothèses faites sur les réductions de vitesse, sur le frottement des roues, etc., soient les mêmes que la perte globale acceptée au début. Nous reprendrons donc le problème en sens inverse, pour la turbine dont tous les éléments viennent d'être déterminés.

Nous aurons pour la chute 12 :

1. Chaleur théoriquement disponible $\Delta\lambda$.......	cal.	22,40
2. Perte dans les canaux injecteurs 0,05 $\Delta\lambda$....	»	1,12
3. Perte par diminution de la vitesse relative dans la roue: $\frac{(1 - \overline{0,8}^2)}{2gE} \times \overline{346}^2$	»	5,12
4. Perte partielle de la vitesse absolue de sortie de la roue: $\frac{\overline{200}^2 - \overline{0,7 \times 120}^2}{2gE}$	»	3,91
5. Perte par frottement de la roue (1). — Cette perte est de 4,32 ch.; exprimée en calories et par kilogramme de vapeur dépensée, elle est de...........................	»	0,26
7. Le total des pertes pour la chute 12 est ainsi	»	10,41

Pour représenter ces pertes, le diagramme a été tracé en triplant l'échelle d'entropie dans la figure 434 de la planche XI; la ligne $\alpha\beta$ serait la détente adiabatique de cette chute; le segment $\beta\gamma$ a été porté

(1) Pour déterminer cette perte, on a employé la même formule que pour la turbine calculée au § I, mais en donnant au coefficient μ la valeur 0,85 qui est peut-être un peu faible. Ce coefficient est évidemment influencé par les dispositions prises pour rendre les surfaces plus ou moins unies ; il peut s'altérer après un certain temps de fonctionnement.

sur la ligne d'échauffement à pression constante de manière à couvrir la perte 10,41 calories qui vient d'être calculée.

Des calculs identiques appliqués successivement à toutes les chutes permettent de dresser le tableau suivant.

NUMÉRO D'ORDRE	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
1. Chaleur disponible........	22.40	16.59	16.74	16.86	16.87	18.19	19.56	19.52	19.26	19.36	19.87	19.03
Perte 2.........	1.12	0.83	0.837	0.843	0.844	0.905	0.978	0.976	0.963	0.968	0.994	0.952
» 3.........	5.12	3.85	3.85	3.85	3.85	3.85	3.85	3.85	3.85	3.85	3.85	3.85
» 4.........	3.91	2.435	2.435	2.435	2.435	2.435	1.834	1.834	1.968	1.968	1.968	1.968
» 5.........	0.26	0.192	0.140	0.102	0.073	0.057	0.060	0.039	0.024	0.014	0.008	0.005
6. Perte totale..	10.41	7.307	7.262	7.230	7.202	7.247	6.722	6.699	6.805	6.800	6.820	6.775

N. B. Il faut bien remarquer que la perte totale donnée pour chaque chute est en partie récupérée par les chutes suivantes, et qu'on n'obtieudrait pas la perte du cycle en ajoutant tous les totaux de la dernière ligne du tableau (3e fasc., no 143 *ter*).

Les pertes totales de chacune des chutes étant portées dans le diagramme comme on l'a indiqué pour la première ($\beta\ \gamma$), la ligne joignant les sommets γ a été tracée; si le coefficient global servant de point de départ a été bien prévu, cette ligne doit coïncider avec D F. Dans notre cas, il n'en est pas tout à fait ainsi; si on la rapporte sur l'épure primitive en rétablissant la même échelle d'entropie, elle se superpose à peu près exactement sur D F jusqu'à la chute 6, mais elle s'en détache ensuite et reste un peu à gauche. Dans la figure, on n'a tracé que l'extrémité inférieure, aboutissant à gauche du point F.

Le rendement serait donc un peu meilleur qu'on ne l'avait supposé *à priori*; la perte calculée par rapport au cycle de Rankine serait de 70,7 calories au lieu de 87,02; elle serait de 0,35 au lieu de 0,42 de la chaleur utilisable ; la consommation par cheval-heure serait abaissée à 4,70 au lieu de 5,35 kg., et la consommation totale par seconde serait réduite dans le même rapport. Cette modification n'exige pas un remaniement complet du projet; il suffit, en conservant tous les rayons moyens, de réduire la largeur radiale des couronnes fixes et mobiles dans le rapport des consommations. On pourrait encore, sans toucher aux couronnes, faire porter la réduction sur la fraction d'injection à chaque roue.

§ III

Calcul d'une turbine Parsons à réaction (Voir la planche XII).

168. — *Données.* — Nous prenons les mêmes données que pour la turbine du paragraphe précédent, et pour fixer mieux les idées, nous supposons que le type choisi a les dispositions générales représentées dans la planche IX, sauf en ce qui concerne le partage des chutes et les dimensions, dont la recherche constitue le problème à résoudre.

Puissance effective...............................	chvx	2.000
Tours par minute..................................		1.500
Pression absolue initiale après le régulateur (1)....	kg. cm²	11.50
Température.......................................		260°
Pression absolue à l'échappement...............	kg. cm²	0.043
Température de saturation correspondante..............		30°
Consommation prévue par cheval-heure effectif.......	kg.	5.35
Poids débité par seconde..............................		2.972
Chaleur totale du kilogramme de vapeur à l'état initial,	cal.	698.92
Chaleur totale après la détente adiabatique à 30°....	»	493.16
» utilisable par le cycle de Rankine............	»	205.76
» utilisée dans la turbine projetée.............	»	118.74
Perte par rapport au cycle de Rankine...............	»	87.02
» relative..		0.42

On fait abstraction des fuites en vertu de la même remarque que celle qui a été faite au § II.

Représentons dans le diagramme entropique (Pl. XII, fig. 439) la loi de détente hypothétique D F qui donnerait une perte de 0,42 de la chaleur utilisable quel que soit le point intermédiaire que l'on considère. On en déduit la courbe de détente $d\,k$, $k\,f$, qui dans l'épure est représentée en deux tronçons, parce qu'on a pris des échelles de pression et de volume plus grandes pour la région de la basse pression.

Il serait très long, à cause du grand nombre de chutes, de tenir

(1) On fait abstraction du réglage habituel par pulsations, et on suppose que cette pression est constante pour la charge normale.

compte des pertes de vitesse dans le parcours des canaux, et de déterminer les triangles en subordonnant leur tracé à ces pertes de vitesse.

On suppose donc que les pertes sont réunies, et on en tient compte en une fois en admettant que la quantité de chaleur engendrant la vitesse dans une roue (ou une couronne fixe) est affectée de toutes les pertes de l'étage considéré. Ainsi, pour la dernière roue, on suppose que la chute calorifique nette transformée en force vive est celle qui est représentée dans le diagramme par la surface A A′ F′ H diminuée de la perte comprise sous H F.

Dimensions de la dernière roue. — On détermine ce diamètre d'après la vitesse d'entraînement, qui est par exemple égale à 100 mètres. On a ainsi :

$$d = \frac{100 \times 60}{1500\,\pi} = 1.273 \text{ m. (soit } 1.270 \text{ m.).}$$

Puis, on fixe le triangle des vitesses de sortie de cette roue, qui est la première en commençant par l'aval ; on prend un angle d'aubes assez ouvert pour ne pas exagérer la longueur des aubes. Ce triangle, *a b c*, (fig. 440), donne par sa hauteur la vitesse axiale, égale à 162 m.

On calcule le volume spécifique du fluide sortant d'après l'état F ; ce volume est d'ailleurs représenté dans le diagramme par $O f_0$. Les aubes se terminant par des arêtes tranchantes, toute la section axiale est utilisée pour le débit, et on a :

$$\frac{\pi\, d \times \text{largeur radiale} \times \text{vitesse axiale}}{\text{volume spécifique}} = \text{poids débité.}$$

Ce qui donne 143 mm. pour la largeur radiale, ou la longueur des aubes.

Chute calorifique dans la première roue. — Nous nous imposons la condition

$$b_1^2 = 2\, b_0^2.$$

On a ainsi, en appelant $\Delta\lambda$ la chute calorifique brute (surface AA′F′H) et $\zeta\Delta\lambda$ la perte (surface sous H F) :

$$(1 - \zeta)\,\Delta\lambda = \frac{1}{2}\,\frac{b_1^2}{2\,g\,E}.$$

PLANCHE XII.

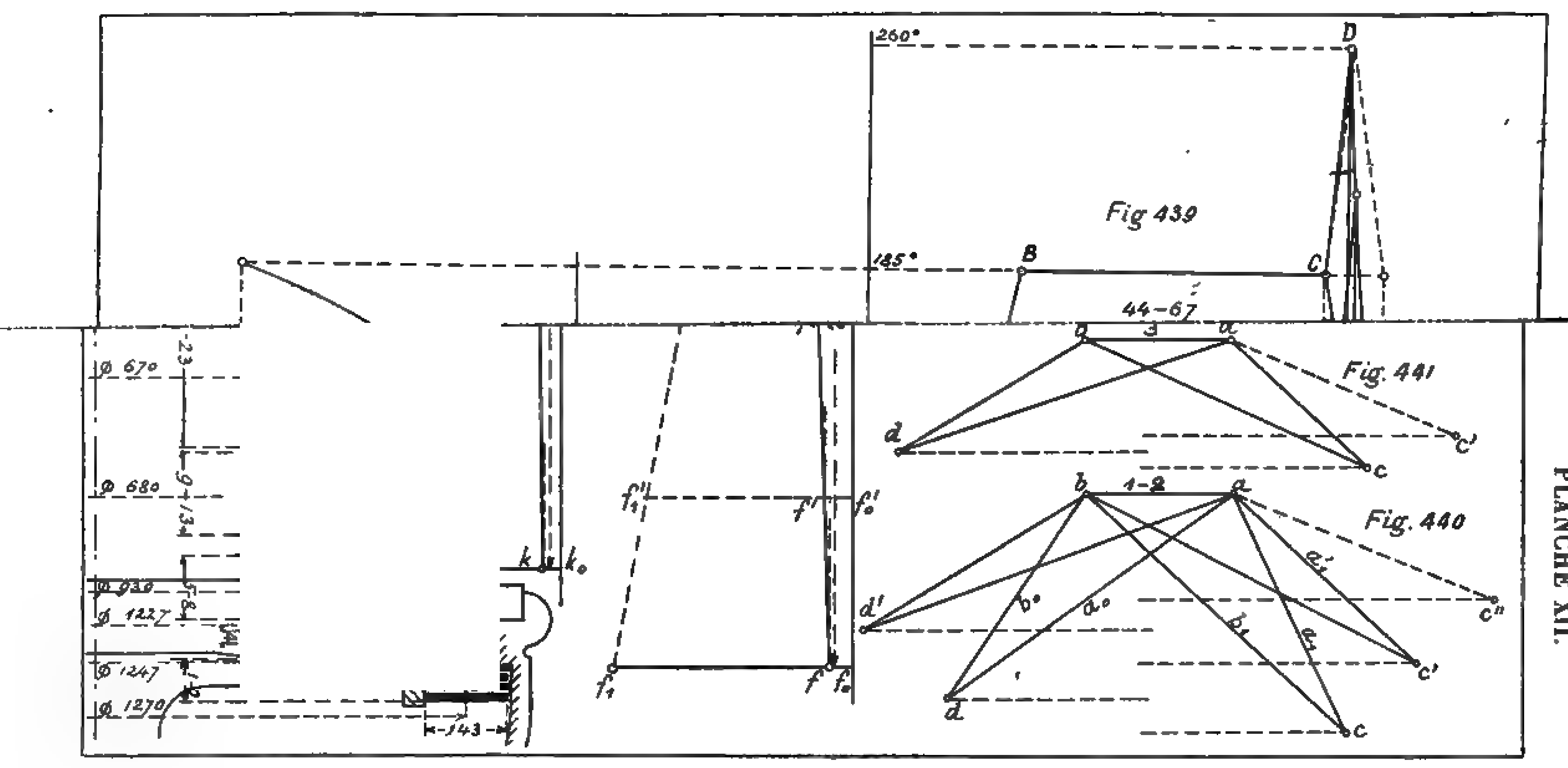


Fig. 439
Fig. 440
Fig. 441
D
C
B
260°
185°
44–67
1–2
Ø 670
Ø 680
Ø 1227
Ø 1247
Ø 1270
143

On trouve dans le triangle $a\,b\,c$, $b_1 = 240$ m.; on calcule par l'équation précédente la chute calorifique nette, qui est de 3,45 calories, et, avec une approximation graphique suffisante, on trouve par tâtonnements la position de A′ F′, distante de A F de

$$\Delta\,T = 3^\circ{,}5.$$

Le point F′, rapporté sur la courbe de détente en f', donne l'état du fluide avant son admission dans la roue.

Vitesses à l'entrée de la première roue. — Les sections axiales à l'entrée et à la sortie de la roue sont égales, les couronnes étant parallèles, et les vitesses axiales sont par conséquent dans le même rapport que les volumes spécifiques. Il suffit de porter en $f_0\,f_1$ la vitesse axiale de sortie, et de joindre $0\,f_1$, on trouve en $f_0'\,f'_1$ la vitesse axiale à l'entrée. On connaît donc, pour tracer le triangle $a\;b\;d$ à l'entrée, la base, la longueur $b\;d$ égale à b_0 d'après l'hypothèse faite au début, et la hauteur, égale à la vitesse axiale déterminée ci-dessus. On en déduit $a\;d$, qui est la vitesse absolue de sortie des premières directrices.

Chute calorifique dans la première couronne directrice. — En appelant a_0 la vitesse absolue $a\;d$ et a'_1 la vitesse absolue de sortie de la deuxième roue, le rôle des directrices étant de recueillir a'_1 et de la transformer en a_0, on peut encore s'imposer la condition [1] :

$$a_0^2 = 2\,a'^2_1.$$

On a ainsi pour la chute calorifique nette :

$$(1 - \zeta)\,\Delta\,\lambda = \frac{1}{2}\,\frac{a_0^2}{2gE}.$$

On mesure ici $a_0 = 240$, la chute est ainsi égale à 3,45 calories, et on trouve par tâtonnements

$$\Delta\,T = 3^\circ{,}75.$$

(1) Cette condition entre les vitesses absolues dans les directrices, jointe à celle qui a été adoptée pour les vitesses relatives dans la roue, peut conduire à des chutes calorifiques égales dans la couronne fixe et la roue qu'elle alimente ; il en est ainsi si on trouve $ad = bc$ dans le tracé des triangles, et c'est précisément ce qui a lieu ici d'une manière fortuite.

En marquant Δ T sur le diagramme, on en déduit encore le point f'' de la courbe de détente, et par la droite O f''_1, la vitesse axiale. On peut tracer le triangle *a b c'* des vitesses de sortie de la deuxième roue, attendu que $a\ c' = a'_1$ est connu, ainsi que la hauteur du triangle.

Deuxième roue. — On procède pour cette roue en partant de la vitesse *b c'* comme on a opéré pour la première au moyen de la vitesse *b c*; on détermine en conséquence

$$(1 - \zeta)\ \Delta\ \lambda = 3{,}77 \text{ calories}$$
$$\Delta\ T = 4^{\circ}{,}5.$$

On trace le triangle *a b d'* des vitesses à la sortie de la deuxième couronne directrice.

Deuxième couronne directrice. — On opère comme pour la première, et on trouve la vitesse absolue *a c''*, qui devrait être en même temps la vitesse absolue de sortie de la troisième roue. On a, par cette détermination :

$$(1 - \zeta)\ \Delta\ \lambda = 4{,}33 \text{ calories}$$
$$\Delta\ T = 4^{\circ}{,}95.$$

Mais les directions d'entrée se couchent de plus en plus au fur et à mesure qu'on remonte, ce qui est une conséquence de la diminution du volume spécifique ; il importe de redresser la vitesse, ce qui se fait en augmentant l'angle de sortie des aubes, et par conséquent la vitesse axiale ; mais cette augmentation entraîne une diminution de la largeur radiale des couronnes; c'est ce qui a lieu pour la troisième roue.

Troisième roue. — Nous conservons le rayon intérieur, et nous réduisons la longueur des aubes à 120 mm. (fig. 448); la vitesse d'entraînement devient 98,2 m.; la section axiale diminue dans le rapport des diamètres moyens et de la longueur des aubes, rapport qui vaut

$$\frac{120}{143} \times \frac{1.247}{1.270}.$$

La vitesse axiale, qui était de 72 m. au point *c''*, est augmentée dans le rapport inverse, et devient 83 m.; on connaît ainsi l'horizontale qui contient le point *c* du triangle de la troisième roue (fig. 441), et l'incli-

naison choisie pour l'aube achève de déterminer ce point.; on a ainsi $b\ c = 210$ m. (1).

On pose comme pour les roues précédentes

$$\overline{bc}^2 = 2\ \overline{bd}^2$$

et on en déduit

$$(1 - \zeta)\ \Delta\lambda = 2{,}619 \text{ calories}$$
$$\Delta T = 2^{\circ}{,}95.$$

Troisième couronne directrice. — En rapportant ΔT dans le diagramme, on trouve par les constructions ordinaires l'état du fluide à l'amont de la troisième roue, son volume spécifique et sa vitesse axiale; la vitesse relative $b\ d$ à l'entrée de cette roue étant connue, on trace le triangle $a\ b\ d$, qui donne $a\ d = 234$ m. pour la vitesse absolue de sortie de la troisième couronne directrice. On en déduit encore la chute calorifique nette utilisée par cette couronne :

$$(1 - \zeta)\ \Delta\lambda = 3{,}254 \text{ calories}$$
$$\Delta T = 3^{\circ}{,}55.$$

Quatrième roue. — La longueur des aubes est réduite à 100 mm., le diamètre moyen à 1,227 m., la vitesse d'entraînement à 96,6 m. La vitesse axiale, qui était de 64 m. (point c', fig. 441), devient

$$64 \times \frac{120}{100} \times \frac{1.247}{1.207} = 79{,}3 \text{ m.}$$

Cette vitesse est utilisée pour déterminer le triangle $a\ b\ c$ (fig. 442); on trouve ensuite, par le même procédé que précédemment :

$$(1 - \zeta)\ \Delta\lambda = 1{,}52 \text{ calories}$$
$$\Delta T = 1^{\circ}{,}7.$$

Quatrième couronne directrice. — Le triangle $a\ b\ d$, déduit de la connaissance du côté $b\ d$ et de la vitesse axiale, permet de trouver la chute calorifique dans cette couronne :

$$(1 - \zeta)\ \Delta\lambda = 2{,}28 \text{ calories}$$
$$\Delta T = 2^{\circ}{,}6.$$

(1) Par suite de ce changement, la deuxième couronne directrice doit transformer la vitesse ac (fig. 441), en ad' (fig. 440), tandis qu'elle a été calculée pour transformer ac'' en ad'; on peut néanmoins conserver le calcul, mais il serait plus exact d'opérer comme on le verra plus loin pour la directrice 8.

Roues et couronnes 5 à 8 incluse. — Le diamètre moyen est réduit à 930 mm., et la longueur d'aubes à 80 mm.; la vitesse d'entraînement devient 73,2 m. On suit la même marche que précédemment pour trouver la vitesse axiale et déterminer le triangle de la roue 5 (fig. 443, où les triangles de la sortie sont à droite, ceux de l'entrée étant dessinés à gauche, comme dans les étages précédents).

Il y a ici une série de quatre roues pour lesquelles le diamètre et la longueur d'aubes restent invariables; on voit que les triangles se couchent de plus en plus en marchant vers l'amont. On a successivement :

	Roue 5	Dir. 5	Roue 6	Dir. 6	Roue 7	Dir. 7	Roue 8	Dir. 8
Calories...........	1,52	2,33	2,38	2,47	2,62	2,74	2,90	4,75
Degrés............	1°,7	2°,6	2°,65	2°,75	2°,85	3°	3°,15	5,°5

La première ligne représente les chutes calorifiques nettes, la seconde donne les échelons de température.

Pour la directrice 8, qui est la dernière de cette série, la vitesse absolue de sortie, mesurée sur le triangle 8 (à gauche), est égale à 228 m., et, d'après la relation admise jusqu'ici, la vitesse d'entrée s'obtiendrait en multipliant cette valeur par $\sqrt{0,5}$, ce qui donnerait 161 m. Si le calcul était fait ainsi, le point marquant la vitesse d'entrée ne serait pas en 9, il serait sur la courbe dessinée par la succession des points 5, 6, 7, 8...; mais ce tracé donnerait à l'entrée de la série une vitesse très grande et de faible inclinaison.

Le calcul de la chute calorifique nette a donc été fait en supposant que la vitesse 9, à l'entrée de la série, est de 110 m. seulement :

$$(1 - \zeta)\,\Delta\,\lambda = \frac{\overline{228}^2 - \overline{110}^2}{2\,g\,E};$$

c'est ce qui donne à cette chute une importance plus grande.

Roues et couronnes 9 à 13 incluse. — Il serait très long de continuer à opérer séparément pour chaque roue comme nous l'avons fait jusqu'ici. Au fur et à mesure qu'on se rapproche de l'amont, les

chutes deviennent d'ailleurs de plus en plus faibles, parce que la vitesse d'entrainement se réduit, et les triangles diffèrent de moins en moins l'un de l'autre. Il suffit alors de faire un seul calcul pour la série et de déterminer un triangle moyen.

Pour la série 9 à 13, le diamètre moyen est égal à 680 mm., la longueur d'aubes est de 60 mm., la vitesse d'entrainement devient 53,5 m. La vitesse axiale à l'entrée des directrices 8 (point 9, fig. 443) était de 40 m., elle devient, à la sortie de la roue 9 :

$$40 \times \frac{309}{680} \times \frac{80}{60} = 72,9 \text{ m.}$$

Nous nous donnerons ici la chute calorifique nette totale pour toute la série, qui comprend 10 échelons. Prenons pour cette chute 17,34 calories (tranche 9-13 du diagramme entropique) ; à cette valeur répond la chute de température Δ T = 19°.

Les chutes calorifiques partielles sont supposées égales, chacune d'elles vaut 1,734 cal. En appelant x une vitesse de sortie quelconque (relative s'il s'agit d'une roue, absolue s'il s'agit d'une directrice), on a toujours, conformément à la relation acceptée entre les vitesses de sortie et celles d'entrée :

$$\frac{1}{2} x^2 = 1,734 \times 2 g \text{ E}$$

d'où

$$x = 171 \text{ m.}$$

La vitesse axiale oscille entre $k_0 k_1$ (72,9 m.) à l'aval de la série, et $l_0 l_1$ (32,4 m.) à l'amont. A chaque chute partielle, elle se réduit en moyenne de

$$\frac{72,9 - 32,4}{10} = 4,05 \text{ m.}$$

Pour le triangle moyen, elle est

$$\frac{72,9 + 32,4}{2} = 52,7 \text{ m.}$$

C'est la valeur admise pour tracer le triangle de la roue 11 (fig. 444), le seul qui soit indiqué dans la série; pour la directrice 11, qui ali-

mente cette roue, la vitesse axiale est $52,7 - 4,05 = 48,65$ m., et la vitesse relative d'entrée dans la roue étant

$$x\sqrt{0,5} \text{ ou } 120,9 \text{ m},$$

on a pu tracer le triangle 11 à gauche de la figure.

Roues et couronnes 14 à 23 incluse. — La longueur d'aubes est réduite à 50 mm., le diamètre moyen à 670 mm., la vitesse d'entraînement à 52,76 m. La vitesse axiale augmente entre la directrice 13 et la roue 14, et devient

$$32,4 \times \frac{60}{50} \times \frac{680}{670} = 39,4 \text{ m.}$$

On suppose que l'aubage est constitué, à partir de la roue 14, au moyen d'aubes plus rapprochées et de largeur axiale plus faible (1); malgré que les arêtes à l'entrée et à la sortie soient tranchantes, la contraction produite par l'épaisseur des aubes équivaut à une réduction de la section des canaux; en supposant que cette réduction soit de 0,2, il faut la compenser par une augmentation correspondante de la vitesse axiale; celle-ci est donc

$$\frac{39,4}{0,8} = 49,3 \text{ m.}$$

Nous ferons la même hypothèse pour tous les aubages d'amont, mais les sections étant déduites de proche en proche, il n'y aura plus lieu d'augmenter la vitesse axiale par suite de cette cause.

La chute calorifique nette (tranche 14-23 du diagramme diminuée des pertes), est de 17,11 calories, soit

$$\frac{17,11}{20} = 0,850 \text{ calories}$$

pour chacune des couronnes. La vitesse de sortie calculée de la même manière que x l'a été pour la série précédente est 120 m., la vitesse

(1) Pour les roues et directrices 1 à 13, les aubes ont par exemple une largeur axiale de 10 mm. avec des jeux de 5 mm.; pour les suivantes, ces chiffres sont réduits à 7 et 4 mm. respectivement.

d'entrée est 84,8 m ; la vitesse axiale varie de 49,3 m à l'aval jusqu'à 25 m à l'amont, sa valeur moyenne est 37,15 m, elle diminue de 1,2 m en passant d'une couronne à la suivante. Les triangles moyens sont représentés dans la figure 445.

Roues et couronnes 24 à 43 incluse. — On a, par une nouvelle réduction du tambour et de la longueur des aubes :

Diamètre moyen	470 mm.
Longueur des aubes..............................	45 »
Vitesse d'entraînement..............................	37 m.

La vitesse axiale à la sortie de la roue 24 est ainsi :

$$25 \times \frac{670}{470} \times \frac{50}{45} = 39{,}6 \text{ m.}$$

La chute calorifique nette (tranche 24-43 du diagramme diminuée des pertes), est de 21,73 calories, ou, par couronne :

$$\frac{21{,}73}{40} = 0{,}543 \text{ calories}$$

ce qui donne, pour les vitesses de sortie et d'entrée, 95,7 m et 67,7 respectivement.

Les vitesses axiales sont comprises entre 39,6 m pour la roue 24 et 20 m pour l'entrée dans la couronne directrice 43 ; la moyenne est 29,8 m, et la diminution entre deux triangles successifs n'est que de 0,49 m. Les triangles moyens sont représentés dans la figure 446.

Roues et couronnes 44 à 67 incluse. — Pour abréger un peu, nous utilisons la dernière chute en une seule série comprenant 24 groupes; pratiquement il vaudrait mieux scinder cette série en deux par une nouvelle réduction de la longueur des aubes; la vapeur de marche en surcharge serait admise entre ces deux séries.

Diamètre moyen	455 mm.
Longueur des aubes..............................	30 »
Vitesse d'entraînement..............................	35,8 m.

Ce qui donne pour la vitesse axiale à la sortie de la roue 44 :

$$20 \times \frac{470}{455} \times \frac{45}{30} = 31 \text{ m.}$$

Vitesse axiale à l'entrée (par l'épure)............	17,3 m.
» » moyenne...........................	24,2 »
Chute calorifique nette pour la série............	17,9 cal.
» par couronne...........	0,373 »
Vitesse de sortie..............................	79,3 m.
» d'entrée.............................	56 »

Remarques finales. — Les aubes et les directrices ne pourront s'accorder exactement avec les données des triangles des vitesses, surtout pour l'angle d'entrée, qui est en général trop aigu au commencement des séries quand on va de l'amont vers l'aval ; l'entrée non tangentielle peut être tolérée lorsque les veines rencontrent la face concave des aubes ; on en profite pour donner à l'élément d'entrée une direction plus rapprochée de la normale à la vitesse d'entraînement. Il serait difficile de faire un calcul de vérification comme celui qui a été fait pour la turbine multicellulaire, à cause du grand nombre de chutes; il est important d'avoir comme point de départ une donnée exacte sur la consommation.

Les chutes de pression se partagent d'une manière à peu près égale entre les couronnes fixes et les roues ; c'est pourquoi le diamètre des pistons équilibreurs est approximativement égal au diamètre moyen de l'aubage avec lequel ils sont en communication de pression.

On sait que la poussée axiale est aussi influencée par le changement de la vitesse axiale de la vapeur qui traverse la turbine. Prenons, par exemple, la série 1-2; la composante axiale à l'entrée de la roue 2 se mesure par la position du point d', tandis que la composante axiale de sortie se mesure par la position du point c'. Dans chaque série, la vitesse axiale augmente à peu près régulièrement depuis l'entrée jusqu'à la sortie, et cette augmentation a lieu pour moitié dans les roues; il n'y a lieu de se préoccuper que du changement de vitesse projetée dans les roues.

Nous pouvons avoir une idée de l'effet dynamique cherché en prenant la série 14-23, qui fait passer la vitesse axiale de 25 m à 49,3 m;

la réaction dirigée de l'aval vers l'amont, et qui vient en déduction de la poussée statique, serait, pour le débit de 2,972 kg. par seconde :

$$\frac{2,972}{g}\left(\frac{49,3-25}{2}\right) \quad \text{ou} \quad 3,68 \text{ kg.}$$

Cet effet est peu important en comparaison de la poussée statique; les pressions à l'amont et à l'aval de cette série sont respectivement 2,7 kg. et 1,2 kg. par cm², et comme les chutes de pression sont approximativement égales pour les directrices et les aubes, la poussée que supporte le système mobile s'obtient en multipliant la moitié de la chute de pression, soit 0,75 kg., par la section annulaire comprise entre le tambour et l'enveloppe, ce qui donne 789 kg. environ.

Pour la série 1-2, on trouverait que la poussée statique est de 169 kg et que l'effet dynamique à retrancher est de 13,6 kg.

Dans les turbines d'impulsion, la poussée n'est due qu'à l'effet dynamique, mais elle est de sens opposé à ce qu'il serait dans la turbine à réaction, parce que la composante axiale à la sortie des roues est plus faible qu'à l'entrée; cette différence tient à la fois à ce que, dans les roues d'impulsion, les angles d'entrée et de sortie sont souvent égaux et à ce que la vitesse diminue par l'effet du frottement. Mais cette action dynamique reste néanmoins très faible, et peut toujours être équilibrée comme on l'a vu, au moyen d'un palier de butée assez peu chargé.

TABLE ALPHABÉTIQUE DES NOMS CITÉS

TABLE DES MATIÈRES

Préliminaires

PREMIÈRE PARTIE

Machines à piston

CHAPITRE PREMIER

Dispositions d'ensemble

§ I

Machines lentes

§ II

Machines rotatives

§ III

Moteurs spéciaux à grande vitesse

§ IV

Machines semi-fixes et machines locomobiles
Moteurs pour la petite industrie

CHAPITRE II

Théorie dynamique des moteurs à vapeur

§ I

Machines monocylindriques

§ II

Forces d'inertie du mécanisme

§ III

Machines de Woolf

§ IV

Machines Compound

§ V

Machines à triple et quadruple expansion

§ VI

Rendement organique. — Limite de la détente

§ IV

Distributions à tiroirs directement superposés

§ V

Tiroirs directement superposés, avec commande intermittente des tasseaux de détente

§ VI

Tiroirs commandés par mouvement oscillant non symétrique

§ VII

Considérations sur la manœuvre des tiroirs
Tiroirs compensés

§ VIII

Distributions des machines à changement de marche

§ IX

Distributions radiales

§ X

Distributions par déclenchement

§ XI

Soupapes à chute accompagnée

CHAPITRE IV

Régulateurs

CHAPITRE V

Servo-Moteurs

CHAPITRE VI

Condenseur et pompe à air

§ I

Condensation par mélange

§ II

Condensation par surface

DEUXIÈME PARTIE

Turbines à vapeur

CHAPITRE PREMIER

Turbines d'impulsion

§ I

Turbine de Laval à une seule roue

§ II

Turbines d'impulsion ayant un petit nombre d'étages de pression et de vitesse

§ III

Turbines d'impulsion multicellulaires

CHAPITRE II

Turbines à réaction

§ I

N^os

Caractères généraux

§ II

Turbines Parsons

CHAPITRE III

Turbines mixtes

CHAPITRE IV

Sur quelques particularités des Turbines

§ I

Vitesse critique des arbres

§ II

Régularité

§ III

Condensation

CHAPITRE V

Exemples de calcul de Turbines

§ I

Turbine d'impulsion genre A.E.G.

§ II

Turbine d'impulsion multicellulaire

§ III

Turbine à réaction

Pap., Grav. et Imp. L. Geisler, aux Châtelles, par Raon-l'Étape (Vosges) et 1, rue de Médicis, Paris.